

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Теплоенергетичний факультет

Кафедра теоретичної і промислової теплотехніки

«На правах рукопису»
УДК 669.715:621.745.012

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Г.Б.Варламов
(підпис) (ініціали, прізвище)

“ _____ ” _____ 2018 р.

Магістерська дисертація

на здобуття ступеня магістра

зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»,
спеціалізації «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження»

на тему: «Інтенсифікація конвективного теплообміну при поперечному омиванні
трубного пучка апарату повітряного охолодження»

Виконав: студент II курсу, групи ТП – 61 м

Сікорський Володимир Олегович
(прізвище, ім'я, по батькові)

_____ (підпис)

Науковий керівник доцент, к.т.н. Барабаш П.О.
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Консультанти: з мат. моделювання к.т.н. Кутра Д.С.
(назва розділу) (науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

з охорони праці к.т.н., доцент Каштанов С.Ф.
(назва розділу) (науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Рецензент _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2018 року

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»**

Факультет Теплоенергетичний

Кафедра Теоретичної і промислової теплотехніки

Рівень вищої освіти – другий (магістерський) за освітньо-науковою програмою

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»,

Спеціалізація «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Г.Б.Варламов
(підпис) (ініціали, прізвище)

«__» _____ 2018 р.

ЗАВДАННЯ
на магістерську дисертацію студенту
Сікорському Володимирі Олеговичу _____
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації: «Інтенсифікація конвективного теплообміну при поперечному омиванні трубного пучка апарату повітряного охолодження».

науковий керівник дисертації к.т.н., доцент Барабаш Петро Олексійович _____ ,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «__» _____ 20__ р. № _____

2. Строк подання студентом дисертації 18.05.2018 р.

3. Об'єкт дослідження: Теплообмінна секція апарату повітряного охолодження

4. Предмет дослідження: Тепловіддача при охолодженні рідини у трубі із зовнішнім поперечним обтеканням

5. Перелік завдань, які потрібно розробити: Аналіз літературних джерел з інтенсифікації конвективного теплообміну зовнішньої поверхні трубок. Вибір найоптимальнішого способу інтенсифікації. Практичні розрахунки апарату повітряного охолодження:

– тепловий розрахунок;

– аеродинамічний розрахунок;

– гідродинамічний розрахунок.

Математичне моделювання для труб з різними геометричними параметрами ребер вибраного типу оребрення та різних матеріалів. Розробка апарата повітряного охолодження з інтенсифікованим теплообміном та порівняння його з типовим АПО на таку ж потужність. Зробити висновки по роботі. Розробка стартап-проекту модернізованої конструкції АПО. Охорона праці.

6. Орієнтовний перелік ілюстративного матеріалу: Математичне моделювання розподілу температурних полів в ребрах

7. Орієнтовний перелік публікацій Тези доповідей на науково-технічних конференціях.

8. Консультанти розділів дисертації*

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
мат. моделювання	Кутра Д.С., доцент		
охорона праці	Каштанов С.Ф., доцент		

9. Дата видачі завдання 19.03.2018 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Огляд літератури	26.03.2018 р.	
2	Тепловий розрахунок АПО	02.04. 2018 р.	
3	Аеродинамічний розрахунок АПО	10.04.2018 р.	
4	Гідродинамічний розрахунок АПО	18.04.2018 р.	
5	Вибір найоптимальнішого типу оребрення	27.04.2018 р.	
6	Охорона праці	03.05.2018 р.	
7	Математичне моделювання температурних полів	07.05.2018 р.	
8	Розробка стартап проекту	11.05.2018 р.	
9	Оформлення та подання дисертації	18.05.2018 р.	

Студент

(підпис)

В.О. Сікорський
(ініціали, прізвище)

Науковий керівник дисертації

(підпис)

П.О. Барабаш
(ініціали, прізвище)

* Консультантом не може бути зазначено наукового керівника магістерської дисертації.

АНОТАЦІЯ

Магістерська дисертація на тему «Інтенсифікація конвективного теплообміну при поперечному омиванні трубного пучка апарату повітряного охолодження»: 69 с., 27 рис., 4 табл., 4 додатки, 19 джерел.

Об'єкт дослідження – апарат повітряного охолодження.

Мета роботи – інтенсифікація конвективного теплообміну при поперечному омиванні трубного пучка.

Проаналізовані основні способи підвищення енергетичної ефективності апарату повітряного охолодження за рахунок зміни конфігурації ребер та їх типу.

Запроектований теплообмінник апарат представляє собою апарат з 6-ти секцій, в кожній секції - 8 рядів труб довжиною - 6м, які створюють один хід зі сторони газів.

Розрахункова площа теплообміну не перевищує похибки в 5% у відношенні до повної поверхні.

На базі програмного забезпечення Solid Works побудовані геометричні моделі ребрених труб з різними геометричними розмірами.

Передбачені заходи з безпечної і комфортної роботи в приміщенні науково-дослідної лабораторії та заходи з пожежної безпеки та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

Розроблено стартап-проект за шаблоном Business Model Canvas.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: апарат повітряного охолодження, ребрення, конвективний теплообмін, трубний пучок, теплова ефективність, аеродинаміка, гідродинаміка.

АННОТАЦИЯ

Магистерская диссертация на тему «Интенсификация конвективного теплообмена при поперечном обтекании трубного пучка аппарата воздушного охлаждения»: 69 с., 27 рис., 4 табл., 4 приложения, 19 источников.

Объект исследования - аппарат воздушного охлаждения.

Цель работы - интенсификация конвективного теплообмена при поперечном обтекании трубного пучка.

Проанализированы основные способы повышения энергетической эффективности аппарата воздушного охлаждения за счет изменения конфигурации ребер и их типа.

Запроектирован теплообменник представляет собой аппарат с 6-ти секций, в каждой секции - 8 рядов труб длиной – 6 м, которые создают один ход со стороны газов.

Расчетная площадь теплообмена не превышает погрешности в 5% по отношению к полной поверхности.

На базе программного обеспечения Solid Works построены геометрические модели ребренных труб с различными геометрическими размерами.

Предусмотрены меры по безопасной и комфортной работе в помещении научно-исследовательской лаборатории, а также мероприятия по пожарной безопасности и безопасности в чрезвычайных ситуациях.

Разработан стартап-проект по шаблону Business Model Canvas.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: аппарат воздушного охлаждения, ребрение, конвективный теплообмен, трубный пучок, тепловая эффективность, аэродинамика, гидродинамика.

SUMMARY

Master's dissertation is called "Intensification of convective heat transfer in case of transverse washing of the tube bundle of the air cooling apparatus": 69 p., 27 figures, 4 tables, 4 annexes, 19 sources.

The object of research - the apparatus of air cooling.

The purpose of the work is the intensification of convective heat transfer at the transverse washing of the tube bundle.

The main ways of increasing the energy efficiency of the air cooling apparatus due to changes in the configuration of the ribs and their type are analyzed.

The projected heat exchanger is a device of 6 sections, in each section - 8 series of pipes in length - 6 m, which create one course from the side of gases.

The calculated heat transfer area does not exceed the error of 5% relative to the total surface.

Based on Solid Works software, geometric models of chipped pipes with different geometric sizes are constructed.

Provision is made for safe and comfortable work in the premises of a research laboratory and fire and safety measures in emergencies.

A startup project based on the Business Model Canvas template has been developed.

KEY WORDS: air cooling apparatus, razor, convective heat exchange, tube bundle, thermal efficiency, aerodynamics, hydrodynamics.

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, символів, скорочень і термінів.....	8
Вступ	9
1 Апарати повітряного охолодження, конструкції і підвищення ефективності (літературний огляд).....	10
1.1 Еколого-економічні аспекти використання повітряного охолодження	10
1.2 Конструкції апаратів повітряного охолодження.....	11
1.3 Основні типи апаратів повітряного охолодження	15
1.4 Апарати повітряного охолодження з зигзагоподібним розташуванням секцій (АПЗ).....	18
1.5 Конструкція теплообмінних секцій.....	21
1.6 Постановка задачі і програма досліджень	23
2 Аналітичні розрахунки апарата повітряного охолодження.....	24
2.1 Тепловий розрахунок апарату повітряного охолодження	26
2.2 Гідродинамічний розрахунок	32
2.3 Аеродинамічний розрахунок	33
2.4 Вибір вентилятора	34
2.5 Висновки до розділу 2	34
3 Математичне моделювання ребрених стінок АПО	35
3.1 Постановка задачі	35
3.2 Геометричне моделювання	35
3.3 Фізичне моделювання	37
3.4 Результати моделювання.....	39
3.5 Порівняння результатів аналітичного розрахунку та результатів, отриманих за допомогою програми I.....	
3.6 Висновки до розділу 3	42
4 Охорона праці і безпека в надзвичайних ситуаціях	43
4.1 Технічні та організаційні рішення щодо робочих місць в приміщенні науково-дослідної лабораторії.....	43
4.2 Технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії при виконанні науково-дослідної роботи	48
4.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях	52
4.4 Висновки до розділу 4	55
5 Розроблення стартап-проекту	56
5.1 Опис блоків бізнес-моделі	56
5.2 Висновки до розділу 5	59
Висновки	61
Список використаної літератури	63
Додаток А Технічне завдання на науково-дослідну роботу	65
Додаток Б Акт впровадження результатів магістерської дисертації	67
Додаток В Список наукових праць	68
Додаток Г Перевірка магістерської дисертації на академічний плагіат.....	69

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ

C – теплоємкість;

K – коефіцієнт теплопередачі;

G – масова витрата;

Q – тепловий потік, ;

T – абсолютна температура;

Re – число Рейнольдса;

Nu – число Нусельта;

Pr – критерій Прандтля;

t – температура;

q – питомі витрати теплоти;

d - діаметр частинок матеріалу; вологовміст сушильного агента;

W – швидкість;

α – коефіцієнт надлишку повітря; коефіцієнт тепловіддачі;

λ – теплопровідність;

μ – динамічна в'язкість;

ρ – густина.

Індекси:

г – природний газ;

п – повітря.

Скорочення

АПО – апарат повітряного охолодження;

АВО – апарат водяного охолодження;

КПО – конденсатори повітряного охолодження;

ХПО – холодильники повітряного охолодження;

АПГ – горизонтальний апарат повітряного охолодження;

АПВ – апарат повітряного охолодження вертикального типу;

АПЗ – зигзагоподібний апарат повітряного охолодження;

АПМ – малопоточний апарат повітряного охолодження;

СПОК – системи повітряного охолодження компресорів.

ВСТУП

Мережа використання апаратів повітряного охолодження відноситься до великих промислових підприємств, де застосування інших систем охолодження технічно неможливо або недоцільно з економічної точки зору. Охоплює галузі промисловості, розташовані далеко від природних джерел води, що потребують охолодження технологічних рідин, парів і газів. Для цих цілей застосовуються спеціальні теплообмінні установки - апарати повітряного охолодження (АПО).

Як правило, вартість АПО вище, ніж у теплообмінників, які охолоджуються водою. Однак при охолодженні повітрям відсутні проблеми з корозією і забрудненням, пов'язані із застосуванням охолоджуючої води, а також відсутня ймовірність змішування води з охолоджуваною технологічною рідиною. Таким чином, витрати на технічне обслуговування апаратів повітряного охолодження нижче. Обладнання просте в експлуатації, ремонт та очищення їх не вимагають великих трудових витрат. Зовнішня поверхня теплообміну майже не забруднюється холодоагентом (повітрям), незважаючи на його запиленість.

Охолодження різних теплоносіїв повітрям було б економічно не вигідно, якби в трубних секціях встановлювалися звичайні гладкі труби: невисока швидкість охолоджуючого потоку в поєднанні з невисокою щільністю і теплопровідністю повітря обумовлюють відносно невеликі значення коефіцієнтів тепловіддачі з боку повітря. Ця проблема може бути частково компенсована розвитком поверхонь. Така можливість з'являється, якщо використовувати оребрені труби, площа зовнішньої поверхні яких в 10 - 25 разів більше площі внутрішньої.

Моделювання на окремих дослідних ділянках дозволяє отримувати результати, які можуть значно відрізнятися від результатів отриманих на реальних теплообмінних апаратах. Головною причиною цього є перш за все розміри реальних теплообмінних апаратів, які можуть перевищувати розміри моделі в декілька десятків разів. Використання при дослідженні реальних теплообмінних апаратів дозволяє отримати результати, які більш точно відображають процес теплообміну в реальних умовах. Експериментальні дослідження проводяться з метою вивчення фізики процесу, факторів, що впливають на процес. Дослідження факторів дозволить ближче підійти до вирішення однієї з найголовніших задач даної тематики – підвищення ефективності обладнання.

Методика дослідження будується таким чином, щоб дозволити варіювати режимними параметрами, проводити теплотехнічні виміри та застосовувати математичне моделювання з використанням програмного забезпечення.

1 АПАРАТИ ПОВІТРЯНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ, КОНСТРУКЦІЇ І ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ (ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД)

На поточний момент апарати даного типу міцно завоювали собі нішу серед ефективних промислових теплообмінників. Поряд з газотранспортною галуззю даний тип охолоджувачів широко використовується в хімічній, харчовій, та нафтовій промисловості - всюди, де є необхідність у використанні екологічно чистих теплообмінних апаратів в умовах нестачі або високої вартості отримання хімічно чистої води. Використання АПО дозволяє прибрати з експлуатаційних витрат на теплообмінне обладнання витрати на хімічну підготовку і прокачування води, боротьбу з замерзанням в зимовий період експлуатації і витрати на очистку стічних вод [1]. При цьому АПО усуває екологічні проблеми, пов'язані зі скиданням нагрітих стічних вод, стічних вод забруднених витоками нафтопродуктів, реагентами, які використовуються у водопідготовчих установках та в процесі промивки теплообмінного обладнання.

1.1 Еколого-економічні аспекти використання повітряного охолодження

Хімічні, нафтохімічні, нафтопереробні та інші суміжні галузі промисловості є джерелами значних виділень тепла, для відводу якого зазвичай використовується вода природних басейнів і вода промислових систем водообороту.

В останні десятиліття в засобах масової інформації, на міжнародних наукових симпозіумах, в законодавчих документах постійно наголошується на необхідності все більш повного використання досягнень науково-технічного прогресу в промисловості, в першу чергу за рахунок впровадження нових технологій з використанням маловідходних і безвідходних технологічних процесів, розробки конструкцій і обладнання, що забезпечують різке скорочення забруднення водойм.

Величезне споживання води, забруднення водойм, а також великих капітальних і експлуатаційних витрат на очисні споруди, градирні, насосні і на електроенергію, що витрачається на перекачування води, можна уникнути при використанні в якості охолоджуючого агенту атмосферного повітря. Процес названий повітряним охолодженням, а застосовувані для цього пристрої - апарати повітряного охолодження (АПО). Використання повітряного охолодження дозволяє модернізувати діючі установки, підвищити їх продуктивність, не зачіпаючи системи водопостачання та каналізації, не збільшуючи втрат продукту і скидання стічних вод [2].

Сьогодні область застосування апаратів повітряного охолодження, з огляду на їх універсальність і економічність, досить широка. Вони працюють в установках синтезу аміаку, у виробництві метанолу, етанолу, стиролу, моторних і дизельних палив, хлорорганічних

продуктів, полівінілхлориду, в технологічних лініях з виробництва азотної та сірчаної кислот і, зрозуміло, в нафтохімії, де потрібні спеціалізовані апарати повітряного охолодження, розраховані на високий тиск,- це компресорні станції на лініях транспортування природного газу.

Впровадження систем повітряного охолодження дозволило знизити витрату оборотної води на ряді сучасних нафтопереробних заводів на 60- 70%, на заводах азотної промисловості на 40 - 45%, на заводах хлороорганічної промисловості на 60%, при цьому зниження обсягів стічних вод становить 25 - 30% [3]. Площа, яку займає апаратами повітряного охолодження, становить 1,4 - 2,45% території заводу, тоді як для споруди водного господарства необхідно 12 - 15% цієї території.

Досвід застосування АВО і техніко-економічні розрахунки показують, що повітряне охолодження зменшує витрату охолоджуючої води, покращує стан навколишнього середовища і часто є більш економічним, ніж водяне, особливо в північних районах країни. Грамотний вибір типу і розміру кожного теплообмінного апарату, правильна його установка і раціональна експлуатація істотно впливають на величину початкових витрат при спорудженні установок і наступних експлуатаційних витрат. Також слід мати на увазі, що далеко не в будь-якій місцевості прісна вода є найдоступнішим і найдешевшим теплоносієм.

Особливу увагу слід звертати на кліматичні умови в місці, де планується встановити апарати повітряного охолодження. Найбільш несприятливими умовами роботи для АПО є літні спекотні денні години. Тому найбільш доцільно застосовувати повітряне охолодження в районах з помірним і холодним кліматом [4].

Апарати повітряного охолодження зручні в експлуатації, їх очищення від забруднень і ремонт не є трудомісткими. Забруднення і корозія зовнішньої поверхні, властиві всім іншим типам теплообмінників, практично відсутні. У разі раптового відключення електроенергії триває знімання 25-30% тепла за рахунок природної конвекції повітря. Таким чином, навіть при виникненні нештатних ситуацій ймовірність виникнення аварій або пожеж невисока.

1.2. Конструкції апаратів повітряного охолодження

Апарати повітряного охолодження складаються з наступних основних вузлів:

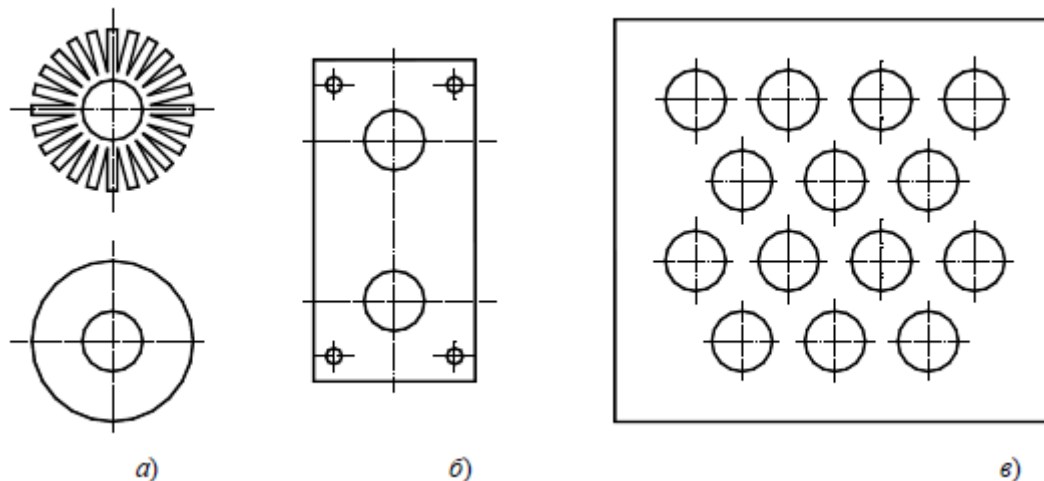
- теплообмінних секцій;
- осьового вентилятора з приводом;
- пристроїв для регулювання витрати охолоджуючого повітря;
- опорних і огорожувальних конструкцій.

Основним елементом апаратів повітряного охолодження є теплообмінні секції, теплообмінну поверхню komponують з оребрених труб, закріплених в трубних решітках в

чотири, шість або вісім рядів. Труби зазвичай розташовують по вершинах рівностороннього трикутника, так як коридорне розташування забезпечує набагато нижчу тепловіддачу. До трубних грат приєднані кришки, внутрішня порожнина яких служить для розподілу охолоджуваного потоку рідини по трубах. По боках секцій встановлені бічні рами, які утримують труби, трубні решітки та кришки в певному положенні. Секції мають у своєму розпорядженні горизонтальне, вертикальне або похиле розташування, що визначає тип АПО. Секції montують на рамі, що спирається на опорні стійки апарату, і фіксують за одного кінця.

Охолодження рідких теплоносіїв повітрям було б економічно не вигідно, якби в трубних секціях встановлювалися звичайні гладкі труби: невисока швидкість охолоджуючого потоку в поєднанні з невисокою щільністю і теплопровідністю повітря обумовлюють невеликі значення коефіцієнтів тепловіддачі з боку повітря. Низькі коефіцієнти тепловіддачі з боку повітря в порівнянні з коефіцієнтами для охолоджуваних або конденсованих рідин можуть бути частково компенсовані розвитком поверхонь з боку повітря. Така можливість з'являється, якщо використовувати ребрені труби, площа зовнішньої поверхні яких в 10 - 25 разів більше площі їх внутрішньої поверхні.

Форма ребер може бути різною (рис.1.1), причому можуть використовуватися ребра для труб, об'єднаних в групи по дві, три труби і більш [5].

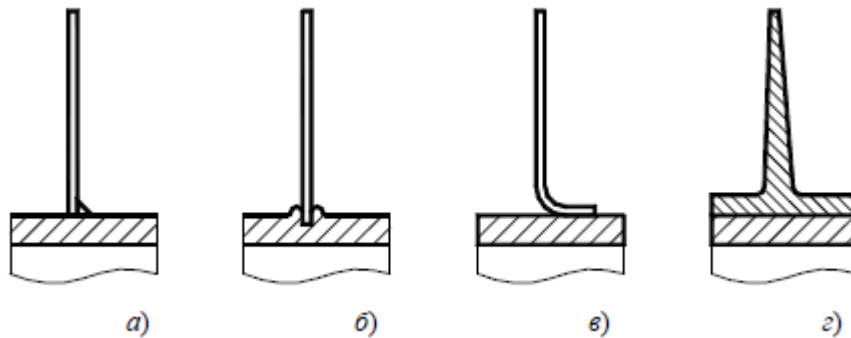


а - круглі ребра; б - прямокутні ребра; в - прямокутні ребра для пучків труб

Рисунок 1.1 - Геометрія ребер

Відомо, що ребра можуть виготовлятися різними способами: навивкою стрічки у вигляді спіралі навколо труби, запресовуванням пластин круглої або прямокутної форми в неглибокі пази на зовнішній поверхні труби, зварюванням або паянням ребер або стержнів до труби (рис.1.2). Однак у всіх наведених випадках спостерігається погіршення зчеплення ребра з поверхнею труби через явища корозії, особливо якщо ребра і основна труба виготовлені з

різних матеріалів. Крім того, зазначені способи установки ребер характеризуються високою трудомісткістю.



а - приварювання і пайка плоских ребер; б - установка ребер в пази; в - приварювання L-подібних ребер; г - видавлені або торовані ребра

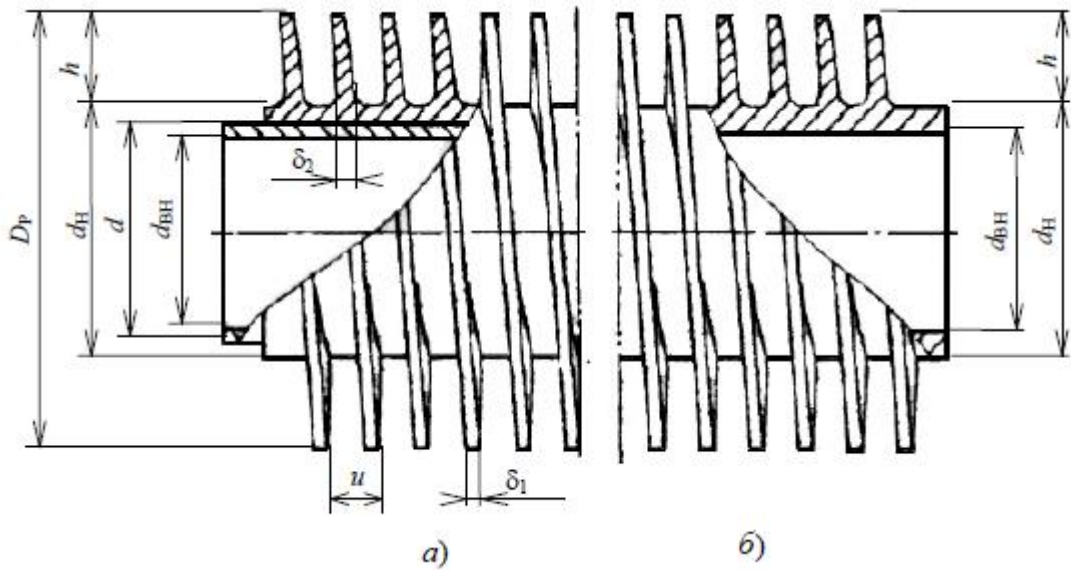
Рисунок 1.2 - Способи кріплення оребрения на трубках

Нині найбільш практичними і технологічними є оребрєні труби, виготовлені з суцільної товстостінної труби (як правило, з алюмінію або алюмінієвих сплавів), піддані механічній обробці. Ребра нарізуються при пропущенні труби через ряд формувальних дисків. Процес оребрєния труб методом поперечно-гвинтового накручування має високу продуктивність, добре піддається механізації і автоматизації [6]. Ребра іншими способами не перевищують 10-15% обсягу виробництва.

Усередині оребрєної труби може бути встановлена внутрішня труба з будь-якого необхідного для теплоносія матеріалу, при цьому забезпечується щільна посадка між вкладишем і оребрєною частиною. В цьому випадку труба є біметалічною. Для всіх типів оребрєних труб існують граничні температури, при перевищенні яких порушується контакт між несучою трубою і ребром або оребрєною трубою і вкладишем, що обмежує температурні межі експлуатації апаратів повітряного охолодження.

Труби для стандартизованих апаратів повітряного охолодження мають зовнішні ребра двох типів виконання:

- біметалічна труба, що складається з внутрішньої гладкою (сталевий або латунної) і зовнішньої (алюмінієвої) з торованим гвинтовим ребром (рис.1.3, а): виконання Б;
- монометалічна (алюмінієва) труба з торованим гвинтовим (спіральним) ребром (рис.1.3, б): виконання М.



а - біметалічна труба; б - монометалічна труба

Рисунок 1.3 - Геометричні параметри оребреної труби

Залежно від виду матеріалу оребрених труб розрізняють варіанти виконання апарату - Б1, Б2, Б3, Б4, Б5, М1У, М1А. Апарати матеріального виконання М1А виготовляються тільки для пожежобезпечних, а також що не володіють токсичністю середовищ.

Основною характеристикою труби є коефіцієнт оребрення φ , що є відношенням площ зовнішніх поверхонь оребреної і неоребреної труб.

Другим необхідним елементом будь-якого типу АПО є вентилятор, який, обертаючись в порожнині колектора, нагнітає повітря через міжтрубний простір секцій. Значні витрати повітря в апаратах повітряного охолодження при порівняно невеликих статичних напору (100-400 Па) забезпечуються осьовими вентиляторами з числом лопатей 4-8 і діаметром 0,8-6,0 м. Лопаті вентилятора закриті циліндричним колектором для кращої організації руху повітряного потоку. Колектор з'єднується з теплообмінними секціями за допомогою дифузора, форма якого сприяє вирівнюванню потоку повітря по перетину теплообмінної секції. Дифузор і колектор вентилятора кріпляться до рами, на якій встановлені теплообмінні секції. Вентилятори з приводом змонтовані на окремій рамі.

Опорні конструкції, на яких монтуються елементи апарату, виконуються металевими або залізобетонними і включають поздовжні і поперечні опорні балки, що виконуються, як правило, зі стандартних двутаврів, стійок (зазвичай відрізки стандартних труб на опорних пластинах), косинки і ребра жорсткості. Стійки монтуються на фундаменті і закріплюються на ньому анкерними болтами.

1.3 Основні типи апаратів повітряного охолодження

В залежності від призначення теплообмінників апарати повітряного охолодження ділять на конденсатори (КПО) і холодильники (ХПО). Застосовувані в даний час АПО принципово відрізняються один від одного розташуванням трубних секцій, типом і кількістю повітроподавальних пристроїв.

Існує кілька типів конструктивного оформлення АПО (способу розташування теплопередавальної поверхні), що розрізняються компонованням теплообмінних секцій.

Апарати горизонтального типу (АПГ) (рис.1.4) характеризуються горизонтальним розташуванням теплообмінних секцій, а вентилятори у них можуть встановлюватися над секціями або під ними. Компонуються АПГ з окремих секцій з одним, двома, трьома вентиляторами, наприклад як на рис.1.5.

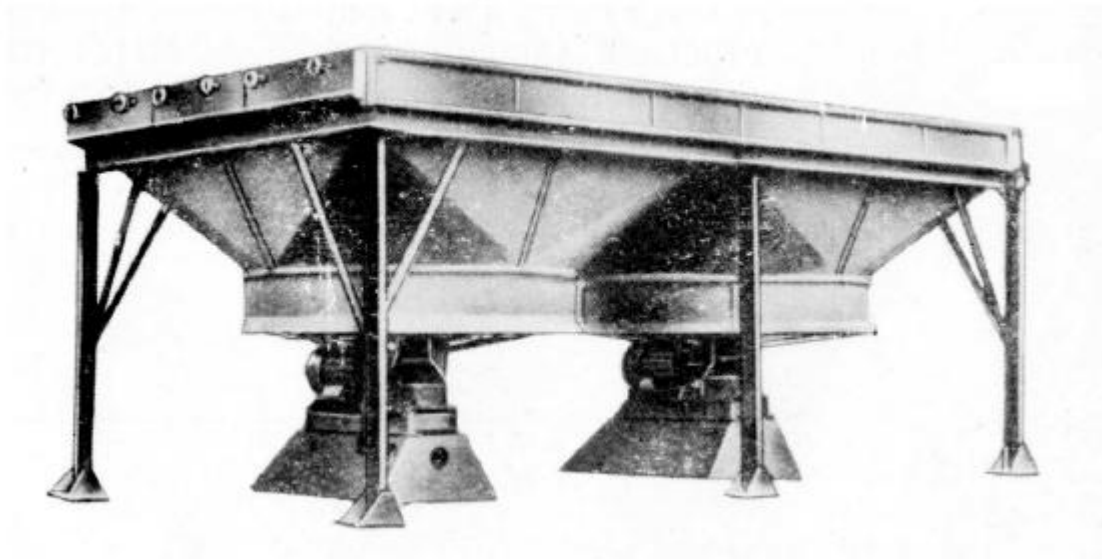


Рисунок 1.4 - Горизонтальний апарат повітряного охолодження (АПГ)

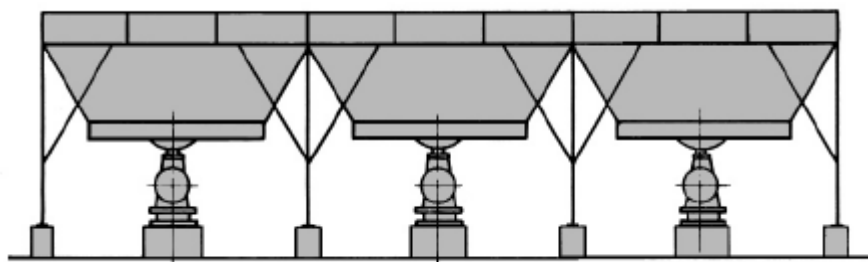


Рисунок 1.5 - Компонування секцій АПГ

Вибір варіанту компоновки секцій визначається величиною необхідної поверхні теплообміну і допустимим гідравлічним опором трубного простору. Апарати горизонтального типу найбільш універсальні, і їх можна використовувати як для охолодження, так і для

конденсації, а при необхідності і поєднувати ці процеси в одному апараті. До переваг АПГ відноситься простота конструкції, що спрощує їх монтаж і обслуговування, до недоліків - відносно велика займана площа.

В апаратах вертикального типу теплообмінні секції розташовані вертикально, а вентилятори збоку (рис.1.6). Найбільш доцільно застосовувати такі апарати для проведення процесів повної або часткової конденсації продукту всередині труб. Однак велика висота апарату служить причиною обмеженого застосування. В основному використовуються малопоточної вертикальні апарати повітряного охолодження з висотою труб в секції не більше 3 м.

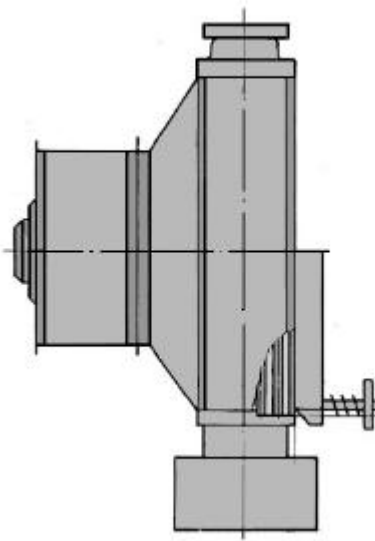


Рисунок 1.6 - Апарат з вертикальним розташуванням теплообмінних секцій

Досить широке поширення як в вітчизняних виробництвах, так і за кордоном отримали апарати зигзагоподібного типу (АПЗ), теплообмінні секції яких встановлені під кутом один до одного, а труби розташовані горизонтально (рис.1.7). Вони характеризуються значно більшими значеннями поверхні теплообміну, ніж апарати типу АВГ при тій же займаній площі, і меншою висотою, ніж апарати вертикального типу.

Вітчизняна промисловість виготовляє стандартизовані апарати повітряного охолодження загального призначення трьох типів: АПМ - малопоточної, що складаються з однієї горизонтальної або вертикальної секції; АПГ - горизонтальні, з трьох секцій; АПЗ - звивисті, що складаються з шести секцій. Крім того, виготовляють спеціальні апарати типу СПОК (системи повітряного охолодження компресорів) для охолодження газів в поршневих компресорах, а також для охолодження води (антифризу), яка подається до циліндрів компресора.

Випускаються апарати повітряного охолодження класифікуються за такими ознаками:

а) за величиною і розташуванням теплообмінної поверхні:

- малопоточної (поверхня оребрення 100-300 м²) - позначаються як АПМ-Г (горизонтальні) і АПМ-В (вертикальні);

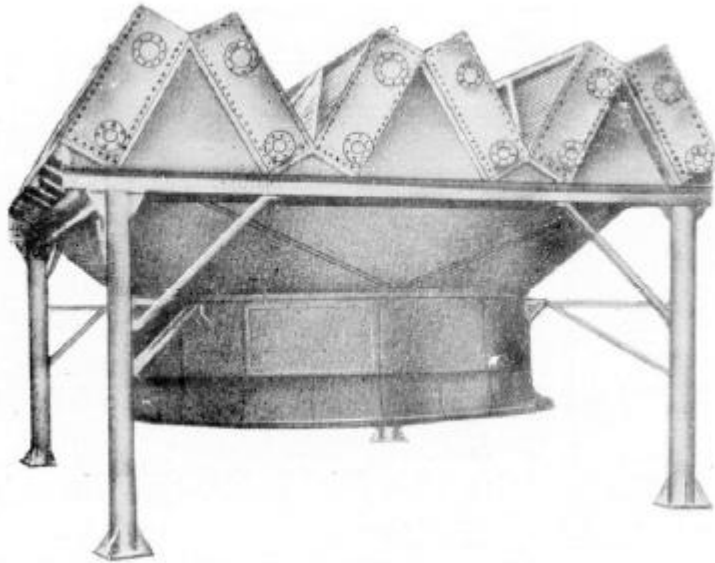


Рисунок 1.7 - Апарат повітряного охолодження з зигзагоподібним розташуванням секцій

- горизонтальні (поверхня 875-2500 м²) - АПГ, а також спеціального призначення - АПГ-В (для в'язких рідин), АВГ-ВВ, (для високов'язких продуктів), АПГ-Т (триярусний),
 - звивисті (поверхня 1250-5300 м²) - АПЗ, і модифікації АПЗ-Д, (з двома двигунами і довжиною труб 8 м);
 - блокові - БМР (блочно-модульний з рециркуляцією нагрітого повітря);
- б) за кількістю рядів труб в секції: чотири-, шести- і восьмирядні (за винятком АПГ-ВВ, де секції з п'ятьма рядами труб, і блокових);
- в) за кількістю ходів у трубному просторі: одно-, двох-, трьох- (крім типу АПЗ), чотирьох-, шести- і восьмиходові теплообмінники;
- г) по довжині труб: з трубами довжиною 1,5 і 3 м (тип АПМ), 4 і 8 м (тип АПГ), 6 м (тип АПЗ) і 8 м (тип АПЗ-Д);
- д) за величиною коефіцієнта оребрення труб: з коефіцієнтом оребрення $\phi = 9, 14,6$ і 20 (АПМ, АПГ, АПЗ), 7,6 (АПГ-В), 15,5 (АВГ-ВВ), 22 (за спеціальним замовленням);
- е) з матеріального виконання:
- з біметалічними трубами Б (внутрішні труби з вуглецевої, легованої, корозійностійкої сталі або латуні; зовнішні - з алюмінієвого сплаву АД);
 - з монометалічними трубами М1А, М1У - труби цілком з алюмінієвого сплаву марок АМг2 або АД1;

ж) за величиною тиску пристрій продуктів: для застосування при тисках до 0,6, 1,6, 2,5, 4,0 і 6,4 МПа (а також апарати спеціального призначення для охолодження природного газу до 16 МПа);

з) по кліматичному виконанню: для тропічного клімату (виконання Т), для помірного клімату (виконання П1), для холодного клімату (виконання ПХЛ1).

Тут в чисельнику дробу перші літери позначають тип апарату (АВГ, АВЗ, АВМ); цифри після тире - коефіцієнт оребрення труб (9; 14,6); цифри після другого тире - умовний тиск в апараті (6, 16, 25, 40 або 64 кг/см²); букви і цифри далі - виконання апарату в залежності від матеріалу основних вузлів (Б1, Б2, Б3, Б4, Б5, М1У або М1А); далі вказується виконання електродвигуна (В - вибухозахищене, Н - невибухозахищене, цифри 1, 2 або 3 позначають індекс електродвигуна по потужності, буква Т - тихохідний електродвигун для апаратів типу АВЗ). При позначенні апаратів з жалюзі між значеннями коефіцієнта оребрення і умовного тиску ставлять букву Ж [7].

У знаменнику дробу перша цифра позначає кількість рядів труб в апараті (4, 6 або 8); друга цифра - число ходів по трубах (1, 2, 3, 4, 6 або 8); третя цифра - довжину труби (1,5; 3; 4; 6 або 8 м). В кінці позначення вказується кліматичне виконання апарату (Т1, У1 або УХЛ1). Вимога по виготовленню апарату для районів з сейсмічністю до 9 балів і швидкісним напором вітру по V географічних регіонів обговорюється окремо після умовного позначення апарату.

Таким чином, вище наведено позначення теплообмінника повітряного охолодження для холодного клімату, з зигзагоподібним розташуванням секцій, коефіцієнтом оребрення труб $\phi = 14,6$, з жалюзійним пристроєм для регулювання витрати повітря, розрахованого на тиск 1,6 МПа (16 кг/см²); матеріалом основних вузлів - Б5 (труби внутрішні з латуні, ребра з алюмінієвого сплаву АД1, трубні решітки зі сталі 16ГС, з наплавленням з латуні, кришки зі сталі 20), з тихохідним електродвигуном у вибухозахищеному виконанні високої потужності. Секції теплообмінника мають 6 рядів труб, число ходів по трубах - 4, довжина труб - 6 м.

1.4 Апарати повітряного охолодження з зигзагоподібним розташуванням секцій (АПЗ)

Апарати повітряного охолодження типу АПЗ призначені для конденсації і охолодження пароподібних і рідких середовищ з температурою до 475 °С і тиском до 6,4 МПа при температурі повітря не нижче -40 °С в технологічних процесах нафтопереробної, нафтохімічної, газової та суміжних з ними галузях промисловості [8].

Кожен апарат складається з шести трубних секцій прямокутної конфігурації, складених з поперечноореброваних біметалевих або монометалевих труб довжиною 6 м, з зовнішнім діаметром (по оребренню) 49 мм при коефіцієнті оребрення 9; зовнішнім діаметром 56 мм при

коефіцієнті оребрення 14,6; зовнішнім діаметром 57 мм при коефіцієнті оребрення 20 або 22. Апарати АВЗ виготовляються в матеріальному виконанні Б1, Б2, Б3, Б4, Б5, М1А і М1У на умовний тиск 0,6; 1,6; 2,5 і 6,4 МПа [9].

Відмінною особливістю апарату АПЗ є розташування трубних секцій в формі зигзагу під гострим кутом один до одного і до горизонтальної опорного майданчику. При цьому осі труб залишаються горизонтальними. Число рядів труб в секції може бути 4, 6 і 8. Секції монтуються на рамі і фіксуються з одного кінця, що забезпечує вільне теплове розширення елементів секцій при нагріванні. До цієї ж рамі кріпиться дифузор і колектор вентилятора. У вентиляторі використовується чотирьохлопатеве колесо типу КК-2М-5 або типу «Торнадо» Т-50-4 з діаметром 5000 мм і кутом установки лопатей від 0 до 25° [9]. Для зниження числа оборотів використовується кутовий редуктор з передавальним числом 5,83. У ряді конструкцій замість електродвигуна з редуктором встановлюється тихохідний електродвигун типу ВАСО 2 (або ВАСВ). В останні роки перевага віддається саме такій компоновці апарату. Апарати АПЗ можуть поставлятися без несучої металоконструкції для установки на залізобетонну опорну конструкцію і з металевою опорною конструкцією [6]. На рис. 1.8 показані апарати повітряного охолодження типу АПЗ із залізобетонною опорною конструкцією (рис. 1.8, а - з редукторним, б - з тихохідним електродвигуном).

На рис. 1.9 показаний апарат АПЗ з тихохідним електродвигуном і несучою металоконструкцією.

Основні розміри апаратів наведені в таблиці 1.1.

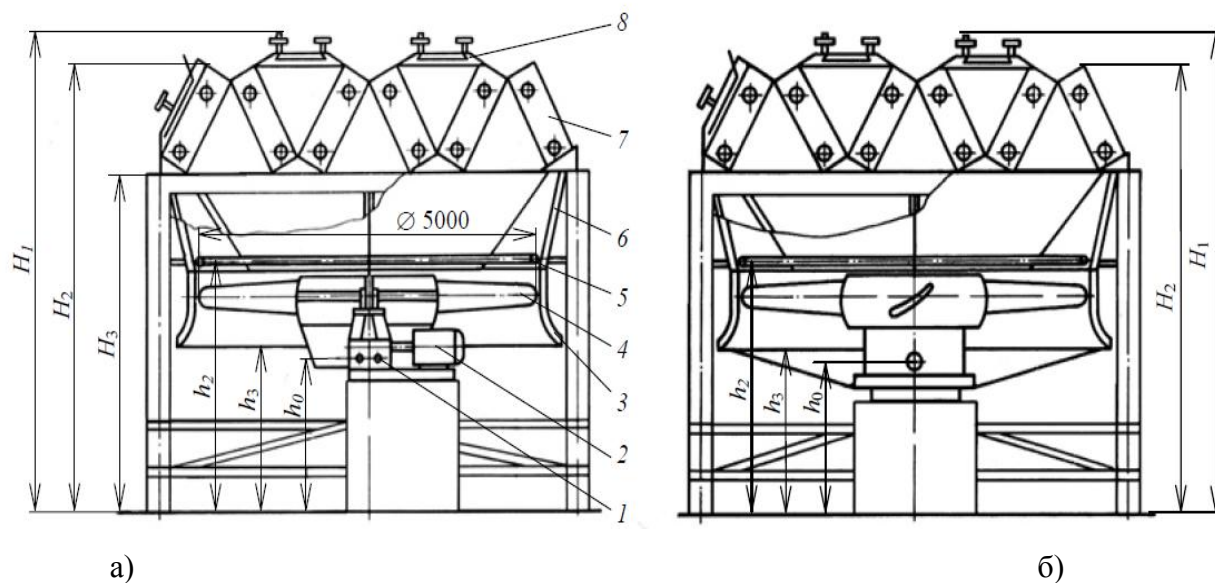
Таблиця 1.1 - Основні розміри апаратів типу АПЗ

Кількість рядів труб	H_1 , мм		H_2 , мм		H_3 , мм
	$\varphi=9$	$\varphi=14,6$	$\varphi=9$	$\varphi=14,6$	
4	5871	5887	5551	5567	3900
6	5931	5960	5611	5640	3900
8	5988	6005	5688	5785	3900
$L = 6000$ мм; $L_2 = 6330$; $L_3 = 6380$; $h_2 = 3120$; $h_3 = 1830$ мм					

Апарат АПЗ-Д забезпечений шістьма теплообмінними секціями з чотирма або шістьма рядами труб довжиною 8 м. Буква «Д» в позначенні апарату означає, що охолоджуюче повітря подається двома вентиляторами. Колесо вентилятора діаметром 2,8 м обертається від приводу, аналогічного приводу апаратів типу АВГ. Поверхня теплообміну АПЗ-Д становить 3540-13100 м² [10].

Апарати АПЗ, 1АПЗ, АВЗ-Д, 1АПЗ-Д виконують з різними типами приводів - для апаратів, що працюють у вибухонебезпечних середовищах, з двигунами ВАО (тип В) або з

тихохідними електродвигунами ВАСО або ВАСВ (тип ВТ); для апаратів, що працюють в невибухонебезпечних середовищах (тип Н), з двошвидкісними електродвигунами АТ і АО2.



1 - редуктор; 2 - електродвигун; 3 - колектор вентилятора; 4 - колесо вентилятора; 5 - вузол зволоження повітря; 6 - дифузор; 7 - теплообмінні секції; 8 - жалюзі

Рисунок 1.8 - Апарати АВЗ із залізобетонною опорною конструкцією

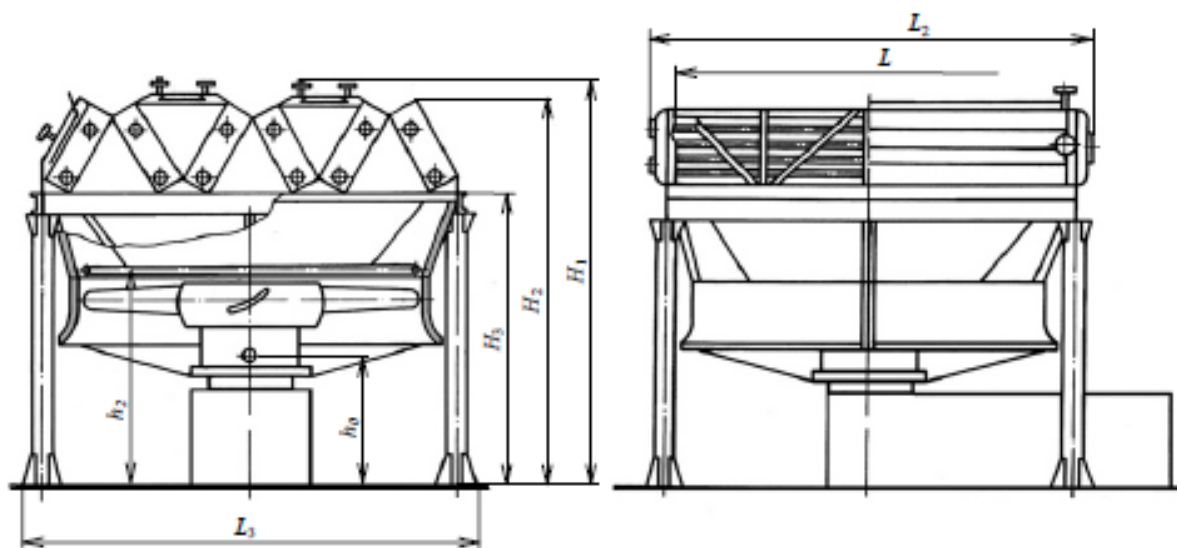


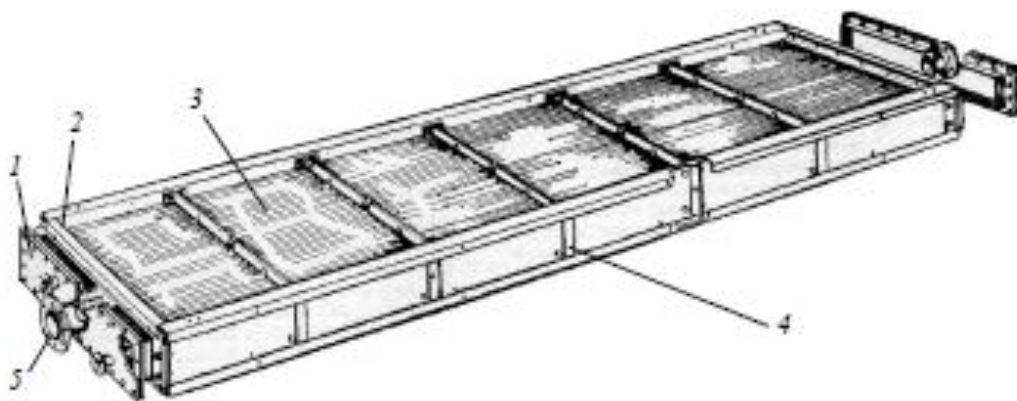
Рисунок 1.9 - Апарат типу АПЗ з тихохідним електродвигуном і металевою опорною конструкцією

1.5 Конструкція теплообмінних секцій

Теплообмінні секції - основний елемент, в якому здійснюється теплообмін (Рисунки 1.10-1.11). В секціях встановлені паралельними рядами оребрені теплообмінні труби. Оптимальне число рядів труб залежить від цілого ряду чинників, таких як сумарний коефіцієнт теплопередачі, витрати енергії на подачу повітря, питома вартість поверхні теплообмінника, габаритні обмеження, середня рушійна сила теплообміну. Дослідження роботи теплообмінників повітряного охолодження показало, що при збільшенні числа рядів труб середні коефіцієнти тепловіддачі зменшуються, також зростає гідравлічний опір секції, що вимагає використання більш потужних вентиляторів. У зв'язку з цим зазвичай число рядів труб обмежена і складає чотири, шість або вісім рядів [11].

При установці трубок прагнуть розмістити максимальне їх кількість на площі решітки, а також рівномірно розподілити по перетину теплообмінника. Найбільш вдалим в цьому відношенні є розташування трубок по вершинах рівносторонніх трикутників (по периметрах правильних шестикутників).

Одним з основних факторів, який слід враховувати при проектуванні теплообмінників поряд з інтенсивністю тепловіддачі і втратами тиску, є вібрація. Труби вібрують з власними частотами в результаті руху по ним рідини і швидкісного напору повітря.

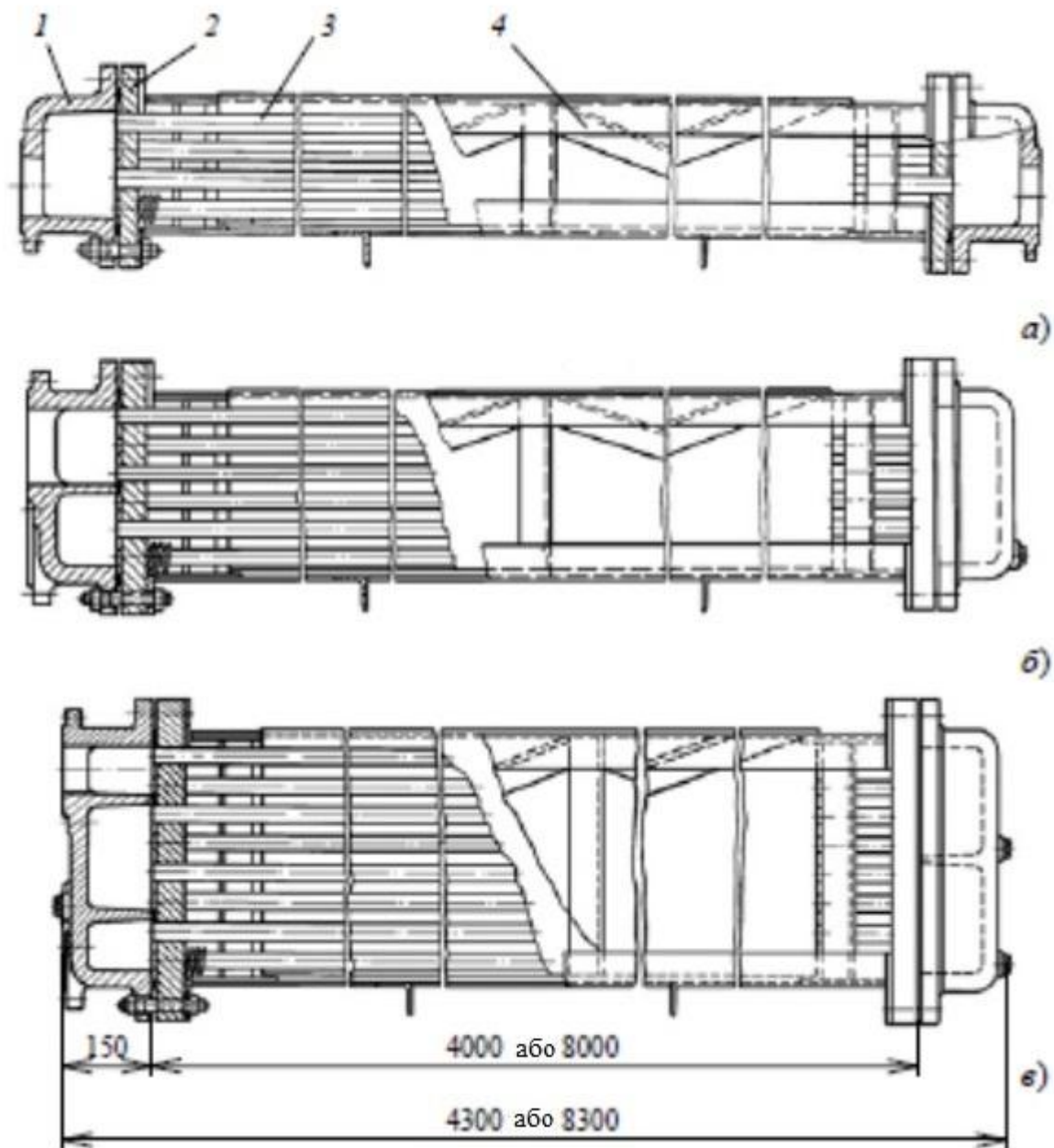


1 - кришка; 2 - трубна решітка; 3 - оребрені труби; 4 - бокова рама; 5 - штуцери для теплоносія

Рисунок 1.10 - Загальний вигляд секції повітряного охолодження

Вібрація може передаватися по металоконструкціях від електродвигуна і обертового колеса вентилятора. При високому рівні вібрації труби можуть заглиблюватися одна об одну, в каркас секції, що може привести до їх зношування, утворення механічних пошкоджень, які потім викликають витік рідини, що знаходяться в трубному просторі. Надмірна вібрація може привести до втомного руйнування, яке посилюється корозією і ерозією. Для зниження впливу

вібрації, а також для запобігання прогину труб необхідно передбачати фіксацію труб в трубному пучку.



а - одноходовий з чотирьома рядами труб; б - двоходовий з шістьма рядами труб; в - чотирьохходовий з вісьмома рядами труб:

1 - кришка; 2 - трубна решітка; 3 - оребрена труба; 4 - рама

Рисунок 1.11 - секції апаратів повітряного охолодження (на розрахунковий тиск 0,6; 1,0 и 1,6 МПа)

Для цього між горизонтальними рядами встановлюються дистанційні прокладки шириною 15 мм, як правило, з алюмінієвої стрічки товщиною 2 мм або з пароніту. Прокладкам надається S-подібна форма, за рахунок якої ребра нижнього ряду труб входять в увігнуті поверхні на

нижньому боці прокладки, а ребра верхнього ряду труб - в увігнуті поверхні на верхній стороні прокладки. Інтервал між прокладками по довжині труб зазвичай рекомендується витримувати до 1,8 м [12].

1.6 Постановка задачі і програма досліджень

Досвід застосування АПО і техніко-економічні розрахунки показують, що повітряне охолодження зменшує витрату охолоджуючої води, покращує стан навколишнього середовища і часто є більш економічним, ніж водяне. Грамотний вибір типу і розміру кожного теплообмінного апарату, правильна його установка і раціональна експлуатація істотно впливають на величину початкових витрат при спорудженні установок і наступних експлуатаційних витрат.

Мета роботи полягає в тому, щоб підібрати найбільш оптимальний тип оребрения для пучка труб. При цьому зменшити металоємність апарату, збільшити коефіцієнти теплопередачі та значення теплових потоків, зменшити витрати електричної енергії на привід вентилятора у порівнянні з існуючими нині конструкціями апаратів повітряного охолодження.

Програма досліджень:

- 1) Вибрати найоптимальніший спосіб інтенсифікації процесу теплообміну.
- 2) Тепловий розрахунок АПО.
- 3) Аеродинамічний розрахунок АПО.
- 4) Гідродинамічний розрахунок АПО.
- 5) Математичне моделювання труб з різними геометричними параметрами ребер.
- 6) Охорона праці.
- 7) Розробка стартап проекту.

2 АНАЛІТИЧНІ РОЗРАХУНКИ АПАРАТА ПОВІТРЯНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ

Для охолодження потоку газу, що транспортується найбільше поширення на компресорних станціях отримали апарати повітряного охолодження (АПО), які мають ряд переваг перед іншими типами теплообмінних апаратів: не потребують підготовки теплоносіїв, надійні в експлуатації, екологічно чисті, мають прості схеми підключення.

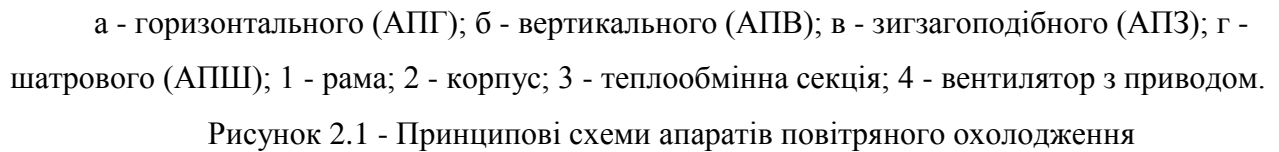
В якості теплоносія, що віднімає тепло від середовищ, які охолоджуються, в АПО використовують атмосферне повітря, що подається примусово вентиляторами в зону теплообміну або поступає мимовільно за рахунок природної тяги.

АПО включають в себе наступні основні вузли і агрегати: секції оребрених теплообмінних труб різної довжини (від 3 м до 12 м), вентилятори з електроприводом, дифузори і жалюзі для регулювання продуктивності повітря, несучі конструкції, в деяких випадках механізми регулювання. Матеріалом для оребрення слугують відносно м'які метали – мідь, алюміній. Іноді використовують біметалеві труби; в цьому випадку матеріал внутрішньої труби обирається в залежності від умов експлуатації, теплоносія, його теплових, фізичних і корозійних властивостей. Необхідно відмітити, що в місцях контакту двох труб виникає додатковий термічний опір і як показують багаточисленні дослідження, теплова ефективність їх знижується на 10-15% у порівнянні з монометалічними трубами.

Використання АПО паралельно із теплообмінниками інших конструкцій дозволяє на підприємстві понизити витрату води і витрати на експлуатацію оборотного водопостачання, зменшити кількість стічних вод, скоротити витрати праці на обслуговування, чищення і ремонт теплообмінного обладнання. Використання систем охолодження на базі АПО декілька підвищує капітальні витрати при будівництві установок, але ці одноразові витрати швидко окупаються економією експлуатаційних витрат. Основною статтею витрат при експлуатації АПО є вартість споживаної електроенергії.

Принципова схема пристрою АПО (рисунок 2.1) передбачає наявність трубчатки, усередині якої під тиском протікає охолоджуваний теплоносій, а також розвиненої зовнішньої поверхні теплообміну, утвореної оребреними трубами, що обдуваються потоком холодного повітря, що примусово подається вентилятором.

По технологічному призначенню АПО використовуються як холодильники і конденсатори для роботи у області температур від мінус 40 до +300°C при тиску до 6,4 МПа. Робоче середовище з колектора поступає в секції і охолоджується в багатоходових трубних пучках, число ходів в трубному просторі від одного до восьми.



а - АПЗ в зборі; б - секція теплообмінна в розрізі;

1 - опорна конструкція; 2 - рама; 3 - секція теплообмінна; 4 - дифузор; 5 - пристрій зрошувальний; 6 - колектор вентилятора; 7 - вентилятор; 8 - редуктор; 9 - електродвигун; 10 - кришка; 11 - трубна решітка; 12 - рама кріпильна для секції; 13 - труба оребрена біметалічна; 14 - камера розподільна.

Рисунок 2.2 - Апарат повітряного охолодження типу АПЗ

На опорній рамі 2 змонтовані теплообмінні секції 3, число труб в секції складає від 82 до 188 і залежить від числа рядів і числа ходів по трубах, коефіцієнта оребрення труб. Число секцій в апараті з одним вентилятором рівне 6, довжина труб рівна 6000 мм, повна площа поверхні теплообміну апарату залежно від числа труб і коефіцієнта оребрення складає від 2650 до 9800 м². Продуктивність вентилятора щодо об'ємної витрати повітря, що подається, можна варіювати за допомогою зміни кута нахилу лопатей, тим самим регулюється інтенсивність теплообміну з боку повітря і витрата електроенергії. У апаратах АПЗ застосовують колесо вентилятора з 4 лопатками діаметром 5000 мм з частотою обертання колеса 4,15 1/с, кут установки лопатей змінюють від 10° до 25°. У жарку пору року зниження температури повітря, що подається, досягається його зволоженням при уприскуванні води через форсунки зрошувального пристрою 5.

2.1 Тепловий розрахунок апарату повітряного охолодження

Метою теплового розрахунку є визначення поверхні охолодження АПО і порівняння з фактичною.

Вихідні дані:

- масова витрата газу $G_1 = 60$ кг/с;
- температура газу на вході в АПО $T_1=40^\circ\text{C}$, тиск газу $P_1 = 5,5$ МПа;
- температура повітря на вході в апарат $t_1=0^\circ\text{C}$,
витрата повітря (продуктивність вентилятора) $V = 35$ м³/с.

Для розрахунку приймаємо АПО зигзагоподібного типу АПЗ [1], число секцій - 6 шт., в кожній секції - 8 рядів труб довжиною - 6м, які створюють один хід зі сторони газів

- поверхня теплообміну $H_{\text{сек}}= 1250$ м², $H_{\text{ап}}=7560$ м²;
- коефіцієнт оребрення - $\varphi=9$;
- число вентиляторів на один апарат - 1 шт.

Геометричні характеристики оребрених труб наступні:

- діаметр оребрення - $d_{\text{ор}}=49$ мм;
- зовнішній діаметр труб - $d_{\text{н}}=28$ мм;
- внутрішній діаметр труб - $d_{\text{вн}}=22$ мм;
- висота ребра - $h=10,5$ мм;
- товщина ребра - $\delta=0,85$ мм;
- крок ребер - $t=3,5$ мм;

- теплопровідність ребер - $\lambda=50 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$.

При відомих вихідних даних визначаємо теплофізичні параметри з номограм та таблиць [1].

Для газу (метан):

При $P_1=5,5 \text{ МПа}$, $T_r^{\text{cp}}=303 \text{ К}$;

Теплофізичні параметри відповідно становлять:

$C_{p1}^{\text{cp}}=2,53 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$;

$\lambda_r=39\cdot 10^{-3} \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;

$\nu_r=13\cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

$\rho_r=38 \text{ кг}/\text{м}^3$ (за рівнянням стану ідеального газу).

Для повітря:

При $T_{\text{пов}}^{\text{cp}}=276,7 \text{ К}$

$C_{p2}^{\text{cp}}=1,005 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$;

$\lambda_{\text{пов}}=2,48\cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;

$\nu_{\text{пов}}=13,6\cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

$\rho_{\text{пов}}=1,27 \text{ кг}/\text{м}^3$.

На основі даних працюючих АПО і довідникових рекомендацій охолоджений газ на виході не повинен перевищувати температуру повітря на виході $10-15^\circ\text{C}$ [13]. Тому приймаємо на основі викладеного вище $T_2=20^\circ\text{C}$ (температура газу на виході з АПО).

Визначаємо тепловий потік, який передається від газу в АПО

$$Q=G_1\cdot C_{p1}^{\text{cp}}\cdot (T_1-T_2), \quad (2.1)$$

де G_1 - масова витрата газу, $\text{кг}/\text{с}$;

C_{p1}^{cp} - питома теплоємність природнього газу, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$;

T_1 - температура газу на вході в АПО;

T_2 - температура газу на виході з АПО.

Тоді за формулою (2.1)

$$Q=60\cdot 2,53\cdot (40-20)=3036 \text{ кВт}.$$

Температуру повітря, яке виходить із АПО визначимо наступним чином

$$t_2=t_1+Q/(G_2\cdot C_{p2}^{\text{cp}}), \quad (2.2)$$

де t_1 – температуру повітря, на вході в АПО;

G_2 - масова витрата повітря, $\text{кг}/\text{с}$;

C_{p2}^{cp} – питома теплоємність повітря в діапазоні температур від -20 до $+60^\circ\text{C}$ і атмосферному тиску постійна в межах $1,005 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ [14] і може бути прийнятою як теплоємність при

температурі $(t_2+t_1)/2$, кДж/(кг·К).

Отже за формулою (2.2)

$$t_2=0+3036/(449,6 \cdot 1,005)=6,72 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Середня температура газу

$$T_r^{\text{cp}}=(T_1+T_2)/2=(40+20). \quad (2.3)$$

$$T_r^{\text{cp}}=(40+20)/2=30 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Середня температура повітря

$$t_r^{\text{cp}}=(t_1+t_2)/2, \quad (2.4)$$

$$t_r^{\text{cp}}=(0+6,72)/2=3,36 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Визначимо середню швидкість газу в АПО

$$w_r = \frac{G_1}{\rho_r \cdot F_{\text{п.п.}}}, \quad (2.5)$$

де $F_{\text{п.п.}}$ – площа поперечного перерізу зі сторони газу, м²;

ρ_r – густина природного газу, кг/м³.

Обчислимо швидкість газу за рівнянням (2.5)

$$w_r = \frac{60}{38 \cdot 0,053} = 30 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Визначаємо критерій Рейнольдса при русі газів

$$Re_r = \frac{w_r \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_r}, \quad (2.6)$$

де $d_{\text{вн}}$ - внутрішній діаметр труб, м;

ν_r – кінематична в'язкість газу, м²/с.

Отже за (2.6)

$$Re_r = \frac{30 \cdot 0,022}{13 \cdot 10^{-6}} = 52500.$$

При $Re > 10^4$ для визначення середнього по довжині трубок коефіцієнта тепловіддачі рекомендується використовувати наступне рівняння подібності (2.7) [15]

Визначимо критерій Нусельта для газу

$$Nu_r = 0,021 \cdot Re_r^{0,8} \cdot Pr_r^{0,43}, \quad (2.7)$$

де Pr – критерій Прандтля, що враховує теплофізичні параметри рідини [14]

$$Nu_r = 0,021 \cdot 52500^{0,8} \cdot 0,72^{0,43} = 109.$$

Коефіцієнт тепловіддачі зі сторони газу

$$\alpha_r^{\text{cp}} = \frac{Nu_r \cdot \lambda_r^{\text{cp}}}{d_{\text{вн}}}, \quad (2.8)$$

де λ_r^{cp} – середня теплопровідність природного газу, Вт/(м·К);

$$\alpha_{\text{ср}}^{\text{г}} = \frac{109 \cdot 39 \cdot 10^{-3}}{0,022} = 193 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Визначаємо швидкість повітря у вузькому перерізі секції АПО [16] за рівнянням (2.9):

$$w_{\text{пов}} = \frac{A \cdot V \cdot k_{\text{ж}}}{\rho_{\text{пов}}}, \quad (2.9)$$

де A – коефіцієнт, який залежить від типу апарату і коефіцієнта обребрення труб, приведений в [16] – таблиця 13;

V – об’ємна витрата повітря в АПО, м³/год;

$k_{\text{ж}}$ – коефіцієнт, який враховує наявність жалюзі, приймається у всіх апаратів повітряного охолодження рівним 0,94;

$\rho_{\text{пов}}$ – густина повітря, кг/м³.

Обчислимо (2.9)

$$w_{\text{пов}} = \frac{0,075 \cdot 354 \cdot 0,94}{1,28} = 19,65 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Визначимо критерій Рейнольдса при русі повітря

$$Re_{\text{пов}} = \frac{w_{\text{пов}} \cdot d_{\text{зовн}}}{\nu_{\text{пов}}}, \quad (2.10)$$

де $\nu_{\text{пов}}$ – кінематична в’язкість повітря, м²/с.

Отже рівняння (2.10)

$$Re_{\text{пов}} = \frac{19,65 \cdot 0,028}{13,6 \cdot 10^{-6}} = 40456.$$

Визначимо критерій Нусельта для повітря за емпіричним рівнянням Є.Р. Карасіної [13]:

$$Nu_{\text{пов}} = 0,223 \cdot Re_{\text{пов}}^{0,65} \cdot \left(\frac{d_{\text{зовн}}}{t} \right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_{\text{р}}}{t} \right)^{-0,14}, \quad (2.11)$$

де $d_{\text{зовн}}$ – зовнішній діаметр труби, м;

$h_{\text{р}}$ – висота ребра, м;

t – крок ребер, м.

Виконаємо розрахунок (2.11)

$$Nu_{\text{пов}} = 0,223 \cdot 40456^{0,65} \cdot \left(\frac{0,028}{0,0035} \right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,0105}{0,0035} \right)^{-0,14} = 61,37.$$

Коефіцієнт тепловіддачі зі сторони повітря визначається

$$\alpha_{\text{ср}}^{\text{пов}} = \frac{Nu_{\text{пов}} \cdot \lambda_{\text{ср}}^{\text{пов}}}{d_{\text{зовн}}} = \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}, \quad (2.12)$$

де $\lambda_{\text{ср}}^{\text{пов}}$ – середня теплопровідність повітря, Вт/(м·К).

Обчислимо (2.12)

$$\alpha_{\text{пов}}^{\text{ср}} = \frac{61,37 \cdot 2,48 \cdot 10^{-2}}{0,028} = 54,35 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Середньо-логарифмічний температурний напір для протитечійної схеми руху теплоносіїв

$$\Delta t_{\text{прот}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}, \quad (2.13)$$

де $\Delta t_6 = T_1 - t_2, ^\circ \text{C};$

$\Delta t_m = T_2 - t_1, ^\circ \text{C}.$

Тоді маємо (2.13)

$$\Delta t_{\text{прот}} = \frac{(40 - 6,72) - (20 - 0)}{\ln \frac{(40 - 6,72)}{(20 - 0)}} = \frac{33,28 - 20}{\ln \frac{33,28}{20}} = 26.$$

Безрозмірні величини

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}; \quad (2.14)$$

$$R = \frac{40 - 20}{6,72 - 0} = 2,98.$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = 0,168; \quad (2.15)$$

$$P = \frac{6,72 - 0}{40 - 0} = 0,168.$$

По цим даним з рисунку 2.3 знаходимо поправочний коефіцієнт для апарату $\varepsilon_{\Delta t} = 0,974$.

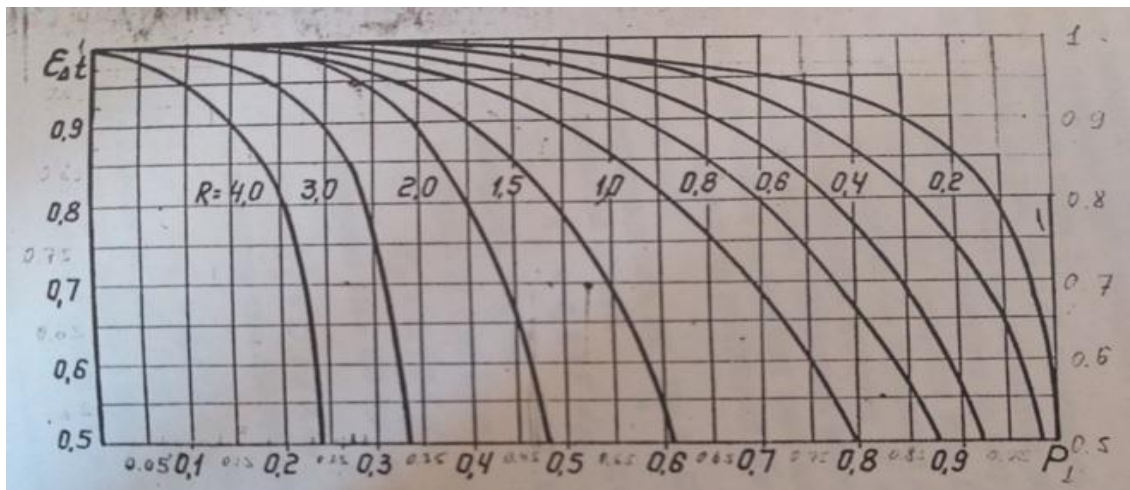


Рисунок 2.3 – Визначення поправочного коефіцієнта при однократній перехресній течії

Середній температурний напір за формулою:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \Delta t_{\text{прот}} \cdot \varepsilon_{\Delta t}, \quad (2.16)$$

$$\Delta t_{cp} = 26 \cdot 0,974 = 25,32^{\circ}C.$$

Кількість теплоти, що віддається з поверхні ребра:

$$Q_p = \alpha_{np} \cdot (t_0 - t_{пов}) \cdot H_p, \quad (2.17)$$

де α_{np} - приведений коефіцієнт тепловіддачі, який враховує тепловіддачу поверхні ребра H , поверхні гладкої стінки зі сторони оребрення H_c і ефективність роботи ребра E ;

$$\alpha_{np} = \alpha_p \cdot E \cdot \frac{H}{H_p} + \alpha_c \cdot \frac{H}{H_{pc}}. \quad (2.18)$$

В формулі $H_{pc}=H_c+H_p$ – сумарна поверхня теплообміну зі сторони оребрення.

Зазвичай коефіцієнти тепловіддачі з поверхні ребра α_p і з гладкої частини стінки рівні між собою, тому останнє рівняння (2.18) приймає вигляд

$$\alpha_{np} = \frac{\alpha_p \cdot (H_p \cdot E + H_c)}{H_{pc}}, \quad (2.19)$$

де α_p – зовнішній коефіцієнт тепловіддачі.

Коефіцієнт ефективності ребра E визначаємо за рівнянням:

$$E = \frac{th \cdot \left(\frac{l}{\delta} \sqrt{2Bi} \right)}{\frac{l}{\delta} \sqrt{2Bi}}, \quad (2.20)$$

де l - довжина ребра, м;

δ - товщина ребра, м;

Bi – критерій Біо.

Отже обчислимо (2.20)

$$E = \frac{th \left(\frac{10,5 \cdot 10^{-3}}{0,85 \cdot 10^{-3}} \sqrt{2 \frac{54,35 \cdot 0,85 \cdot 10^{-3}}{50}} \right)}{\frac{10,5 \cdot 10^{-3}}{0,85 \cdot 10^{-3}} \sqrt{2 \frac{54,35 \cdot 0,85 \cdot 10^{-3}}{50}}} = 0,92.$$

За формулою (2.19)

$$\alpha_{np} = \frac{54,35 \cdot (7500 \cdot 0,92 + 510)}{8010} = 50,27 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

Коефіцієнт теплопередачі для чистої ребристої трубки, віднесеної до оребреної поверхні, визначається із рівняння

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_r} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} \right) \cdot \varphi + \frac{1}{\alpha_{np}}}, \quad (2.21)$$

де α_r - коефіцієнт тепловіддачі від газу до стінок трубок, Вт/(м²К);

δ_c і λ_c – товщина і коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки труби;

φ - коефіцієнт оребрення;

$\alpha_{пр}$ - приведений коефіцієнт тепловіддачі від оребреної поверхні до повітря, Вт/(м²К).

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{193} + \frac{0,003}{50} \right) \cdot 9 + \frac{1}{50,59}} = 15 \frac{Bm}{m^2 \cdot K}.$$

Поверхня теплообміну

$$H_p = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}}, \quad (2.22)$$

$$H_p = \frac{30,4 \cdot 10^5}{15 \cdot 25,32} = 8000 \text{ м}^2.$$

Фактична поверхня теплообміну в існуючого АПО складає $F_n = 7580 \text{ м}^2$.

Розходження розрахункового значення з фактичним складає 5 %, отже розрахунок вірний.

2.2 Гідродинамічний розрахунок

Метою розрахунку є визначення затрат потужності для прокачування теплоносія по трубах.

При русі рідини по трубах частина потужності витрачається на подолання лінійних $\Delta P_{л}$ і місцевих $\Delta P_{м}$ гідравлічних опорів.

Лінійний гідравлічний опір або опір тертя визначається за формулою Дарсі

$$\Delta P_{л} = \lambda_{тр} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2 \cdot \rho}{2}, \quad (2.23)$$

де $\lambda_{тр}$ – коефіцієнт опору тертя по довжині труби;

l - довжина труби, м;

w - швидкість руху теплоносія в трубах, м/с;

ρ - густина турбінного масла при середній температурі, кг/м³.

Коефіцієнт опору $\lambda_{тр}$ для турбулентного режиму руху газу при $Re=10^4$ - 10^5 визначається із рівняння Блазіуса

$$\lambda_{тр} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}, \quad (2.24)$$

$$\lambda_{тр} = \frac{0,3164}{52500^{0,25}} = 0,021.$$

Обчислимо гідравлічні втрати на тертя за формулою (2.3)

$$\Delta P_{тр} = 0,021 \cdot \frac{6 \cdot 1}{0,022} \cdot \frac{30^2 \cdot 38}{2} = 97980 \text{ Па}.$$

Місцеві втрати тиску обумовлені наявністю вентилів, засувов, звужень, розширень, поворотів. Втрати тиску на місцевих опорах визначаються за рівнянням:

$$\Delta P_m = \sum \xi \cdot \frac{w^2 \cdot \rho}{2}, \quad (2.25)$$

де $\sum \xi$ - сума коефіцієнтів місцевих опорів складається з:

$\xi_{розш} = 1,5$ - вхід в секції АПО;

$\xi_{тр}^{вх} = 1$ - вхід в трубки;

$\xi_{тр}^{вих} = 1$ - вихід з трубок;

$\xi_{звуж} = 1,5$ - вихід з секції АПО;

$\xi_{кр} = 0,33 \cdot 2$ - кульовий кран – 2 шт. на вході і виході із АПО;

$$\sum \xi = 1,5 + 1 + 1 + 1,5 + 0,66 = 5,66.$$

Тоді місцеві втрати тиску розрахуємо за (2.25)

$$\Delta P_m = 5,66 \frac{30^2 \cdot 38}{2} = 96800 \text{ Па}.$$

Повна втрата напору в АПО зі сторони газу

$$\Delta P = 97,98 + 96,8 = 194,78 \text{ кПа} \approx 0,2 \text{ МПа}.$$

2.3 Аеродинамічний розрахунок

Опір першого ряду труб шахматного пучка визначимо з допомогою номограми на рисунку

2.4.

$$\Delta h_{гр} = f(W_n = 19,65 \text{ м/с}, t_{нов} = 276,7 \text{ К});$$

$$\Delta h_{zp} = 9,8 \text{ мм.вод.ст} = 96,1 \text{ Па}.$$

Поправки:

$$C_d = 1,04; C_L = 0,96; C_z = 1.$$

Поправка на відносний крок

$$S'_2 = \sqrt{\frac{1}{4} S_1^2 + S_2^2}, \quad (2.26)$$

$$S'_2 = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 0,058^2 + 0,05022^2} = 0,058 \text{ м}.$$

$$\varphi = \frac{S_1 - d}{S'_2 - d}; \quad (2.27)$$

$$\varphi = \frac{58 - 25}{58 - 25} = 1 < 1,7 \text{ - вільні пучки}.$$

Опір апарату повітряного охолодження

$$\Delta h = \Delta h_{rp} \cdot C_d \cdot C_L \cdot C_Z; \quad (2.28)$$

$$\Delta h = 96,1 \cdot 1,04 \cdot 0,96 \cdot 1 = 95,9 \text{ Па.}$$

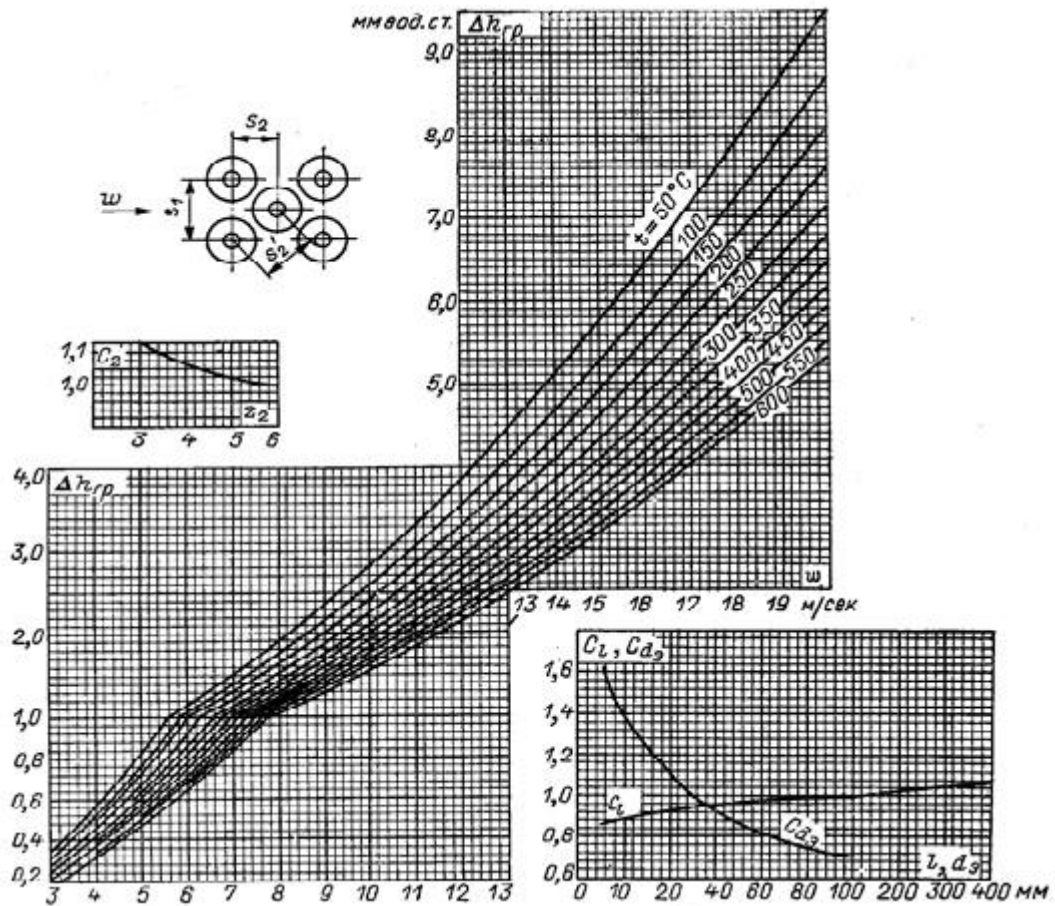


Рисунок 2.4 – Опір шахматних пучків з поперечними ребрами при поперечному омиванні

2.4 Вибір вентилятора

Згідно [16], апарати типу АПГ, АПГ-В і АПГ-ВВП комплектуються приводами вентиляторів від тихохідних електродвигунів потужністю 22, 30 і 37 кВт. Апарати типу АПЗ комплектуються приводами вентиляторів від тихохідних електродвигунів потужністю 37, 75 і 90 кВт.

Відповідно до рекомендацій [16] в апараті типу АВЗ використаємо осьовий вентилятор типу ЦАГИ УК-2М з наступними характеристиками:

- діаметр колеса 5м;
- число лопаток – 4;
- частота обертання – 250 об/хв.

2.5 Висновки до розділу 2

В результаті проведення розрахунку теплообмінного апарату типу АПО АПЗ були розрахована поверхня теплообміну необхідна для проходження теплообмінного процесу при заданих початкових умовах. Проектування даного апарату проходило за вихідними даними, а саме – температурам холодного і гарячого теплоносіїв на вході, при цьому була задана температура природного газу на виході з апарату та масова витрата газу.

Запроектований теплообмінник апарат представляє собою апарат з 6-ти секцій, в кожній секції - 8 рядів труб довжиною - 6м, які створюють один хід зі сторони газів.

Розрахункова площа теплообміну не перевищує похибки в 5% у відношенні до повної поверхні.

За результатами гідравлічного розрахунку (по стороні газу) визначено повні втрати тиску на тертя і на місцеві опори, які дорівнюють приблизно 0,2 МПа.

В результаті проведення аеродинамічного розрахунку визначено потужність вентилятора, необхідна для продувки апарата повітрям.

3 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ОРЕБРЕНИХ СТІНОК АПО

Сучасні вимірювання параметрів в багатьох точках досліджуваної системи та реєстрація результатів за допомогою персонального комп'ютера є важливою складовою лабораторного дослідження.

Науково-технічний прогрес проходить при все більш широкому використанні програм ЕОМ, які дозволяють змодельовати низку різноманітних процесів і вивести необхідний блок шуканих величин та залежностей, здійснити перевірку гіпотез, знайти оптимальні параметри досліджуваної системи, виявляти зв'язки та одержати необхідну інформацію в разі зміни параметрів або режимів роботи.

Було виконано моделювання процесу охолодження газу в трубі з зовнішнім оребренням в середовищі Solid Works. Також проведено порівняння отриманих результатів з розрахунками за стандартною методикою з метою визначення придатності даного програмного продукту для проведення розрахунків апаратів повітряного охолодження різного призначення.

3.1 Постановка задачі

Ціль роботи: дослідити ефективність оребрення стінки апарату повітряного охолодження.

Задачі, які потрібно вирішити в ході математичного моделювання:

- 1) Побудувати тривимірну модель труби з оребренням згідно заданих вихідних даних.
- 2) Проаналізувати та порівняти отримані значення поверхневих параметрів.

Для вирішення завдання, поставленого вище, виконані наступні кроки:

- 1) Побудуємо 3 моделі зразка для дослідження.
- 2) Задаємо початкові і граничні умови для моделювання в зразку:
 - масова витрата природнього газу, кг/с;
 - тиск атмосферного повітря (права грань), Па;
 - температура газу на вході в трубу (ліва грань), К.

3.2 Геометричне моделювання

Основні геометричні розміри зведемо у таблицю 3.1. Значення величин наведених у таблиці були використані при аналітичному розрахунку ефективності оребрення в розділі 2.

Будемо проводити 3 експерименти в Solid Works на моделях з різними геометричними розмірами, але з однаковою конфігурацією ребер – плоскі круглі.

На рисунку 3.1 показана геометрична модель.

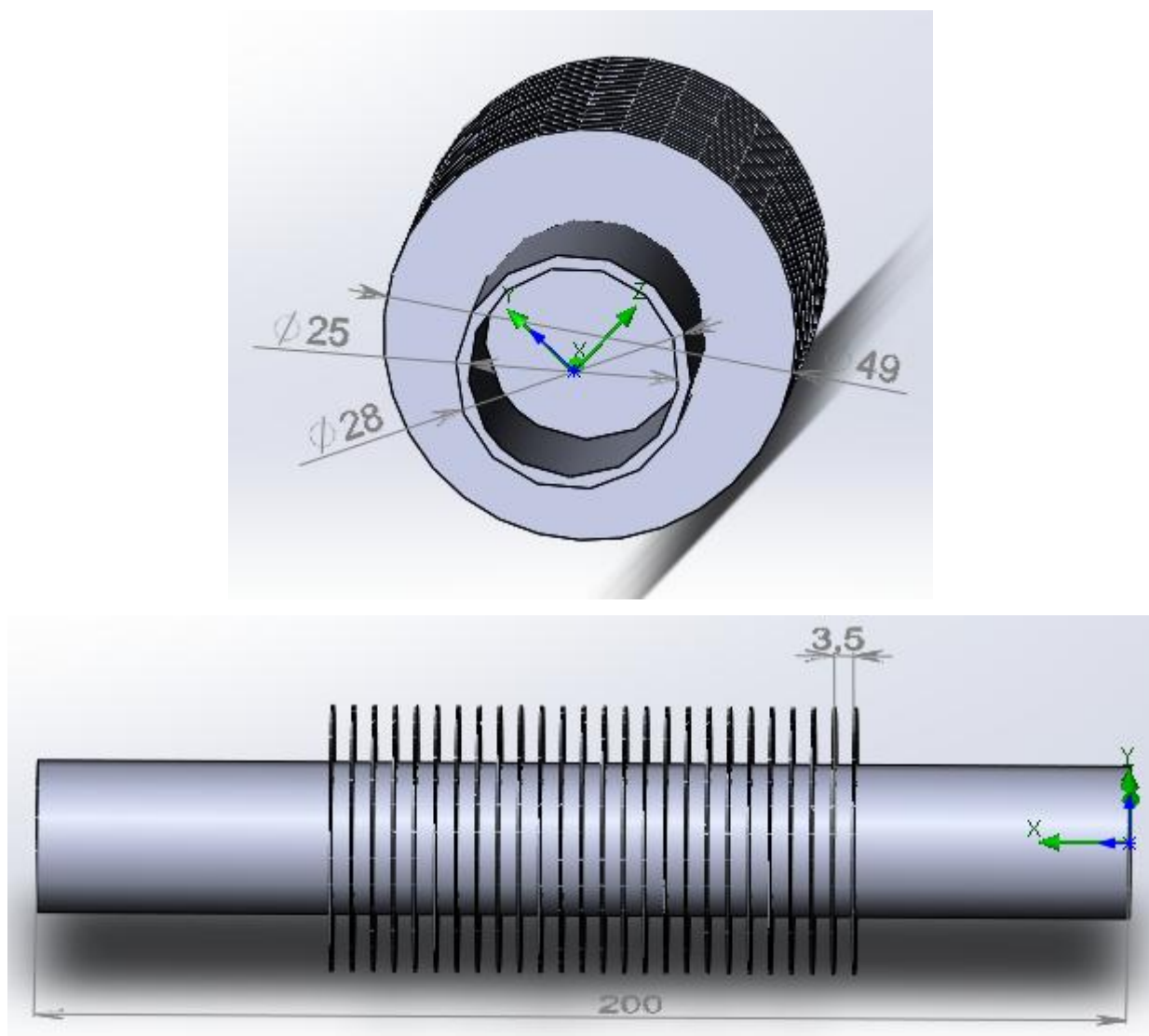


Рисунок 3.1 – Геометрична модель із розмірами

Таблица 3.1. Основні параметри оребреної труби

Найменування величини	Номер експерименту		
	1	2	3
1 Діаметр труби біля основи ребер d_n , мм	28	28	27
2 Діаметр основної труби (для біметалевих), d , мм	25	25	25
3 Внутрішній діаметр труби біметалічною, $d_{вн}$, мм	21	21	21
4 Внутрішній діаметр труби монометаллической, $d_{вн}$, мм	22	22	22
5 Крок ребер, u , мм	3,5	3	2,5
6 Кількість ребер на 1 м труби	286 ± 5	333 ± 5	400 ± 5
7 Висота ребер, h , мм	10,5	14,0	15,0
8 Товщина ребер у верхній частині (біля торця), δ_1 , мм	0,6	0,6	0,6
9 Товщина ребер біля основи, δ_2 , мм	1,1	1,1	1,1
10 Діаметр ребер, D_p , мм	49,0	56,0	57,0

3.3 Фізичне моделювання

1) Створення проекту експерименту, завдання граничних і початкових умов

При оформленні проекту моделювання задаємо тип задачі у FlowSimulation. Команда **Зовнішня** визначає нашу. Задаємо команду **теплопроводності у твердому тілі** (Рис. 3.2).

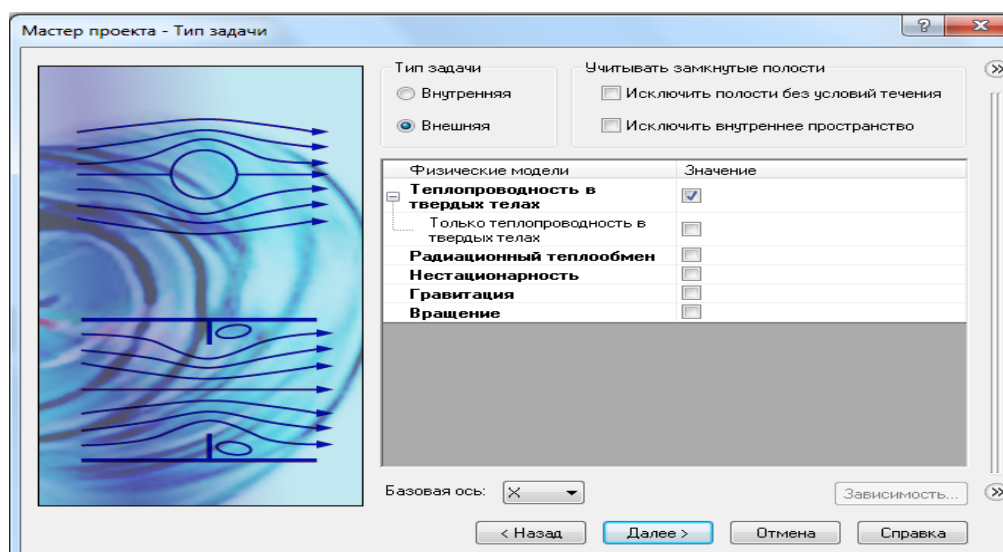


Рисунок 3.2 – Тип задачі

Задаємо матеріал стінки (Рис. 3.3).

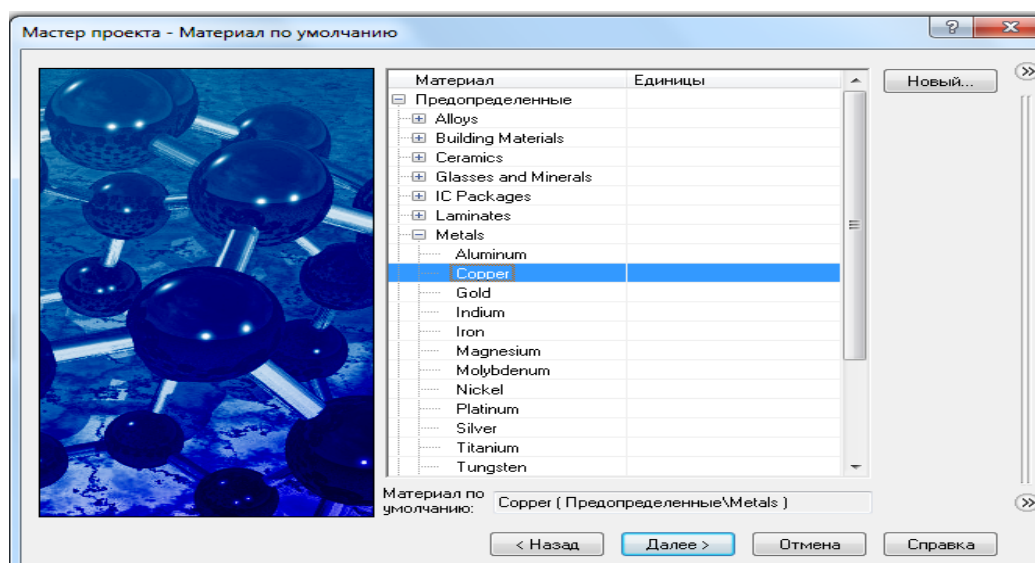


Рисунок 3.3 – Вибір матеріалу стінки

Задаємо початкові та зовнішні умови для процесу моделювання (Рис. 3.4).

Розрахунки будемо проводити на 4-му рівні точності (Рис. 3.5), оскільки на даному рівні точності буде найоптимальніший час обрахунку враховуючи невисоку потужність апаратного забезпечення ЕОМ.

Для одержання більш точних результатів задаємо додаткову інформацію для формування обчислювальної сітки - товщину ребра (у прикладі =0.001 м).

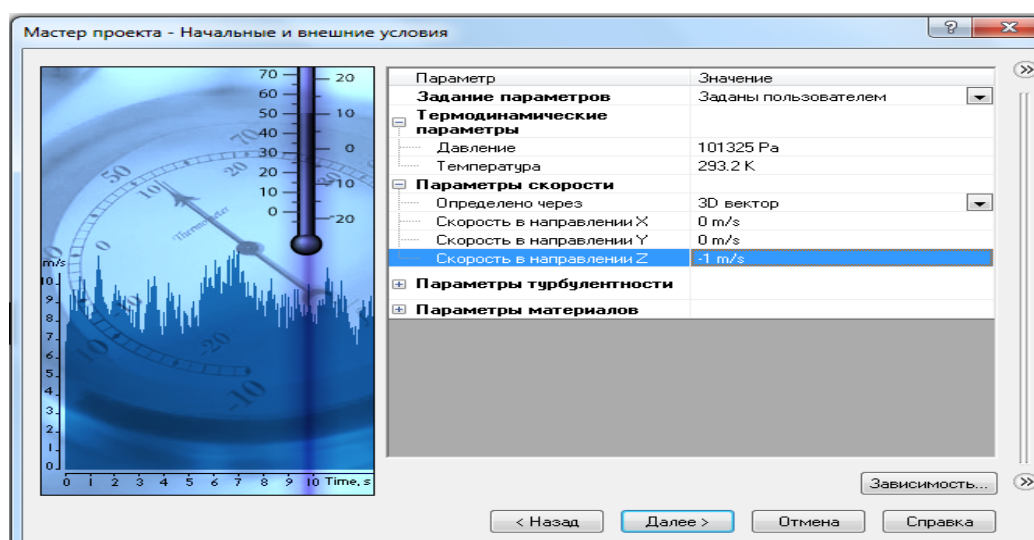


Рисунок 3.4 – Початкові параметри потоку

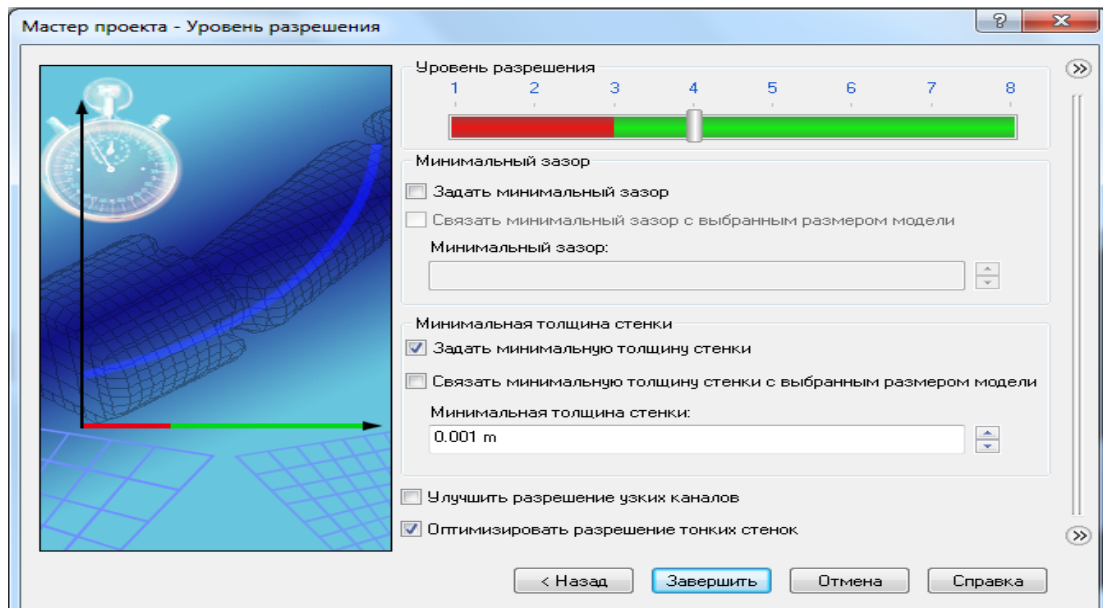


Рисунок 3.5 – Рівень точності розрахунку 4

Граничні умови, які були використані при побудові моделі (Рис. 3.6):

- масова витрата гарячого теплоносія (газу), кг/с;
- тиск навколишнього повітря заданий на виході з трубки, Па.

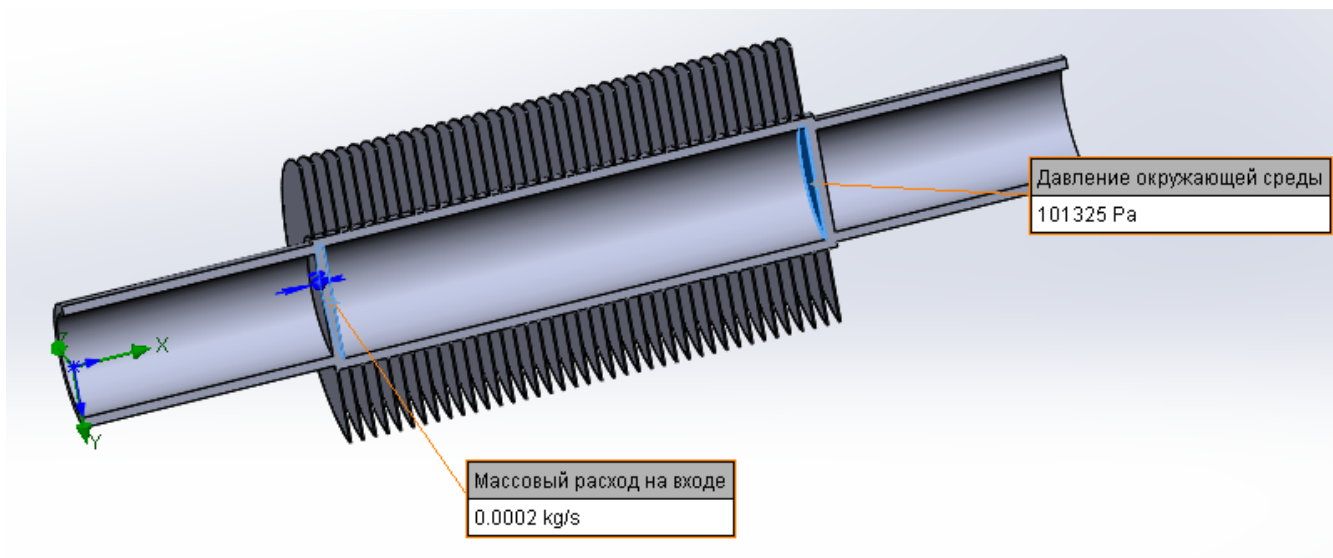


Рисунок 3.6 – Граничні умови при побудові моделі

3.4 Результати моделювання

Для наочного відображення результатів виведемо розподіл температури потоку газу (рисунок 3.7).

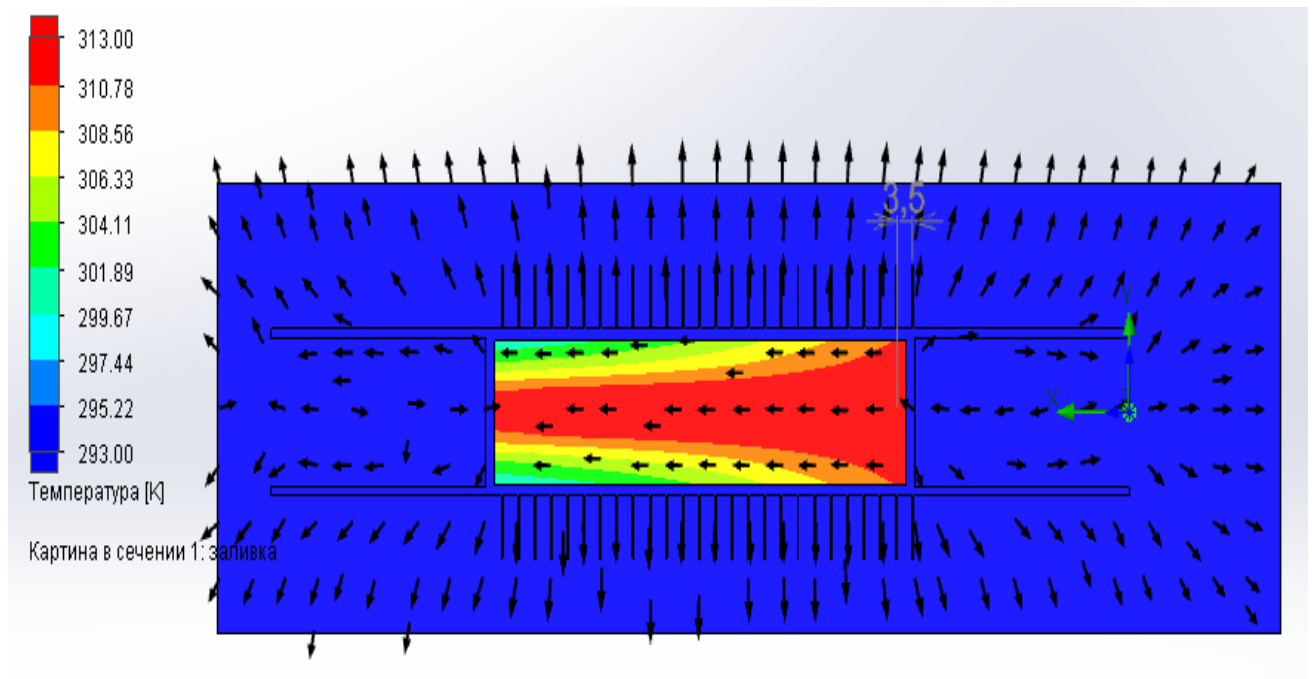


Рисунок 3.7 – Розподіл температури

Зовнішнє омивання повітрям (розподіл швидкості) показано на рисунку 3.8.

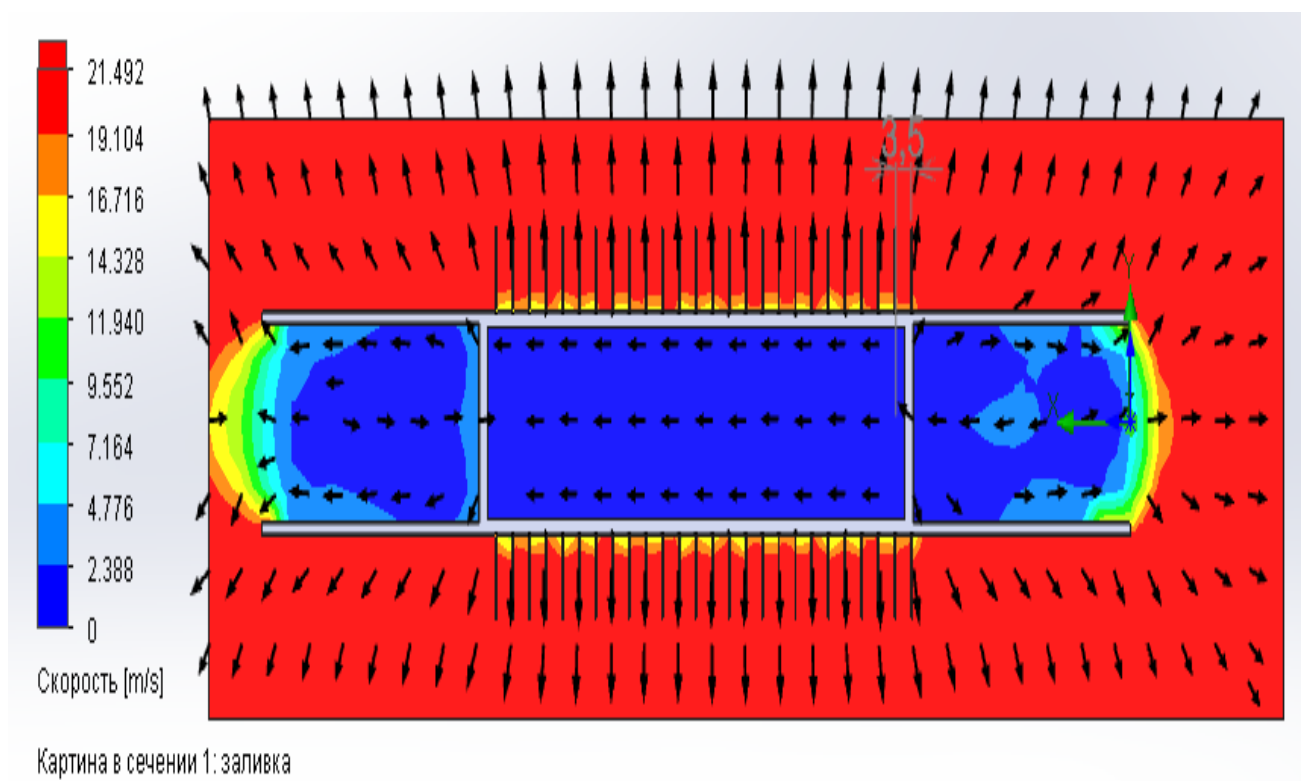


Рисунок 3.8 – Розподіл швидкості

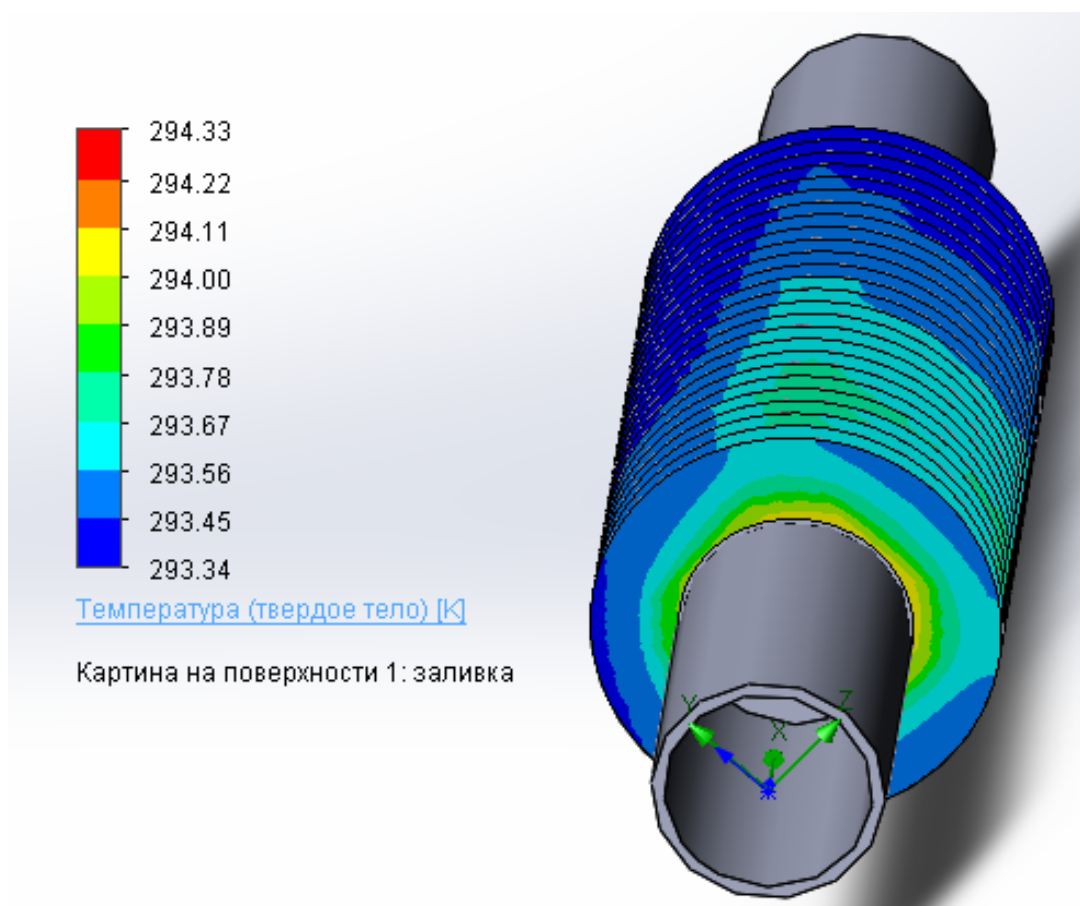


Рисунок 3.9 – Розподіл температури по поверхні ребер

3.5 Порівняння результатів аналітичного розрахунку та результатів, отриманих за допомогою програми Flow Simulation 2014

Основними результатами, якими будемо керуватися при визначенні ефективності ребрення є коефіцієнт теплопередачі, який покажемо за допомогою функції «Поверхневі параметри». Також будемо порівнювати тепловий потік від потоку газу до повітря.

Отримані результати зведемо у таблицю 3.2

Тепловий потік від газу до стінки труби визначаємо за рівнянням теплового балансу. При цьому теплоємність природного газу в практичному розрахунку отримана за методичними рекомендаціями до проектування апаратів повітряного охолодження [2]. При моделюванні у середовищі Flow Simulation 2014 робочим середовищем обрано – атмосферне повітря через відсутність можливості задання складу природного газу.

Порівняння результатів зробимо на основі моделювання 3-х різних типів ребрення. Відповідно до таблиці 3.2 найбільш оптимальним варіантом ребрення є варіант № 1.

Таблиця 3.2 – Зведені результати аналітичного розрахунку та результатів отриманих в програмному середовищі Solid Works

Найменування величини	Аналітичний розрахунок	Значення величин отриманих при моделюванні		
		1	2	3
1 Температура газу на вході, °C	40	40	40	40
2 Температура газу на виході, °C	20	38	38,3	38,1
3 Теплоємність газу (повітря), Дж/(кг·K)	2530	1007,7	1007,7	1007,7
4 Витрата газу, кг/с	0,425	0,0002	0,0002	0,0002
5 Коефіцієнт теплопередачі, Вт/м ²	15	16,9	16,5	16,6
6 Тепловий потік від газу до стінки труби, кВт	21,5	0,0040	0,0034	0,0038
7 Відносна похибка при визначенні теплового потоку, %	-	99,98	-	-
8 Відносна похибка при визначенні температури на виході, %	-	90	91,5	90,5

3.6 Висновки до розділу 3

Моделювання проводилося з метою визначення найбільш оптимальних геометричних характеристик ребер, що в результаті приведе до зменшення металоємності теплообмінника.

Оребрення трубок апарату призначене для відведення теплоти від потоку природного газу. За критерій оптимізації обираємо значення теплового потоку для однієї трубки.

Були розроблені тривимірні моделі трубок з оребренням за допомогою програми Solid Works.

При аналітичному розрахунку використовувався теплоносій всередині трубок – природний газ, а при моделюванні – повітря.

Зовні апарат омивається повітрям. Тому у програмному забезпеченні вирішувалася задача однофазна, тобто без зміни агрегатних станів речовин.

При порівнянні даних теплового потоку отримана велика відносна похибка – 99,98 % між аналітичним розрахунком та результатами отриманими в Solid Works. Похибка не задовольняє дозволеним межам при моделюванні до 15 %. Порівняння значень теплового потоку для однієї труби проведено тільки для 1-ї моделі, оскільки аналітичний розрахунок проведений тільки для цього випадку. Решта два випадки – можна провести порівнявши тільки між собою.

Причини великої розбіжності у значеннях теплового потоку:

- при моделюванні використана трубка довжиною 200 мм, при аналітичному розрахунку – 6000 мм;
- при моделюванні гріюча та нагріваюча сторона – повітря; при аналітичному розрахунку – гріюча – природний газ, нагріваюча – повітря.

Значення масової витрати повітря при моделюванні обрано шляхом підбору. Якщо використати масову витрату таку як в аналітичному розрахунку – то модель трубки з ребрами показує, що температури на вході і на виході не відрізняються, тобто процес охолодження не відбувається.

Збільшити довжину трубки – не є можливим у зв'язку з обмеженими можливостями ЕОМ.

Отримані результати при моделюванні не можливо переносити на реальний апарат. Можна лише порівнювати між собою ребра різних геометричних розмірів. В такому випадку – найоптимальнішим варіантом є перший.

Використання програми Solid Works значно скоротило витрату часу на обрахунок параметрів системи.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і засобів, спрямованих на збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

Питання охорони праці враховуються при організації усіх виробничих процесів. Правова основа охорони праці базується на Конституції України, Законі України “Про охорону праці”. Найважливішим принципом державної політики в галузі охорони праці є пріоритет життя та здоров'я людини відносно трудової діяльності.

Варто відмітити, що темою магістерської дисертації є «Підвищення ефективності печей для переплавки алюмінієвого брухту» і в свою чергу потребує застосування засобів обчислювальної техніки в процесі моделювання температурних полів зовнішніх огорожувальних конструкцій печі, тому в даному розділі запропоновані технічні рішення та організаційні заходи щодо забезпечення безпечної експлуатації засобів обчислювальної техніки, а також технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії при виконанні науково-дослідної роботи. Крім того, в даному розділі запропоновані технічні та організаційні рішення щодо робочих місць в приміщенні науково-дослідної лабораторії, розглянуті питання безпеки в надзвичайних ситуаціях.

4.1. Технічні та організаційні рішення щодо робочих місць в приміщенні науково-дослідної лабораторії

4.1.1 Особливості організації робочих місць в приміщенні науково-дослідної лабораторії та вимоги щодо безпечної експлуатації візуальних дисплейних терміналів персональних електрообчислювальних машин (ВДТ ПЕОМ).

Процеси графічного моделювання проводяться за допомогою персонального комп'ютера (ПК). При роботі на ПК людина піддається впливу іонізуючого, інфрачервоного й ультрафіолетового випромінювань екрана монітора, рівні яких повинні відповідати вимогам ДСанПіН 3.3.2.007-98 «Державні санітарні правила і норми роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин».

Вимоги до організації робочих місць користувачів ВДТ ПЕОМ в приміщенні науково- дослідної лабораторії:

а) ергономіка робочого місця, його розміри й взаємне розташування робочих місць повинні відповідати ергономічним вимогам і забезпечувати безпеку (ДСТУ ISO 9241:6-2004);

б) при проектуванні робочих місць варто передбачити виконання робіт сидячи або стоячи, при чергуванні сидячи й стоячи;

в) конструкція крісел повинна відповідати ергономічним вимогам. Оптимальне положення тіла працюючого забезпечується відповідною конструкцією робочого місця, а також регулюванням висоти робочої поверхні сидіння, простори й підставки для ніг.

Щоби забезпечити точне та швидке зчитування інформації в зоні найкращого бачення, площина екрана монітора виставлена перпендикулярно нормальній лінії зору. При цьому передбачена можливість переміщення монітора навколо вертикальної осі в межах $\pm 30^\circ$ (справа наліво) та нахилу вперед до 85° і назад до 105° з фіксацією в цьому положенні. Клавіатура розміщена на поверхні столу на відстані 100-300 мм від краю. Кут нахилу клавіатури до столу обрано в межах від 5° до 15° так, що зап'ястя на долонях рук розташовуються горизонтально до площини столу. Таке положення клавіатури зручне для праці обома руками.

Робочі місця з ПК розташовано відносно від стіни з вікнами на відстані не менше 1,5 м, від інших стін — на відстані 1 м, відстань між собою - не менше ніж 1,5 м. Причому так, щоб природне світло падало збоку, переважно зліва. Для захисту від прямих сонячних променів, які створюють прямі та відбиті відблиски з поверхні екранів ПК передбачені сонцезахисні жалюзі.

4.1.2 Вимоги з ергономіки до організації робочих місць користувачів ВДТ ПЕОМ

Робоче місце - це частина простору, в якому інженер здійснює трудову діяльність, і проводить велику частину робочого часу. Розглянемо питання та заходи з ергономіки.

Згідно ГОСТ 12.2.032-78 та (ДСТУ ISO 9241:6-2004) конструкція робочого місця і взаємне розташування всіх його елементів повинне відповідати антропометричним, фізичним і психологічним вимогам.

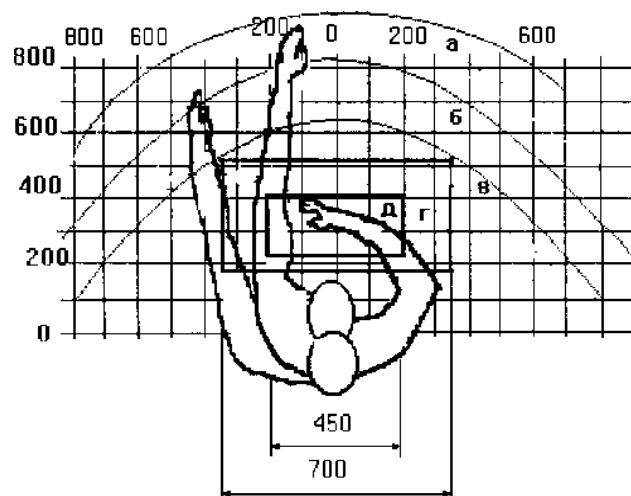
Велике значення має також характер роботи. Зокрема, при організації робочого місця дослідника повинні бути дотримані наступні основні умови, крім попередньо згаданих:

- оптимальне розміщення устаткування, що входить до складу робочого місця;
- достатній робочий простір, що дозволяє здійснювати всі необхідні рухи і переміщення;

Головними елементами робочого місця дослідника є письмовий стіл і крісло. Основним робочим положенням є положення сидячи. Робоче місце для виконання робіт у положенні сидячи організоване відповідно до ГОСТ 12.2.032-78 (рисунок 4.1).

Розглянемо оптимальне розміщення предметів праці і документації в зонах досяжності рук:

- дисплей розміщується в зоні а (у центрі);
- клавіатура - у зоні г / д;
- системний блок розміщується в зоні б (зліва);
- принтер знаходиться в зоні а (праворуч);



- а - зона максимальної досяжності; б - зона досяжності пальців при витягнутій руці;
- в - зона легкої досяжності долоні; г - оптимальний простір для грубої ручної роботи; д - оптимальний простір для тонкої ручної роботи

Рисунок 4.1 – Зони досяжності рук в горизонтальній площині

– документація: в зоні легкої досяжності долоні - в (ліворуч) - література і документація, необхідна при роботі;

- у висувних ящиках столу - література, якою використовується не постійно.

Параметри робочого місця вибираються відповідно до антропометричних характеристиками. При використанні цих даних у розрахунках варто виходити з максимальних антропометричних характеристик (рисунок 4.2).

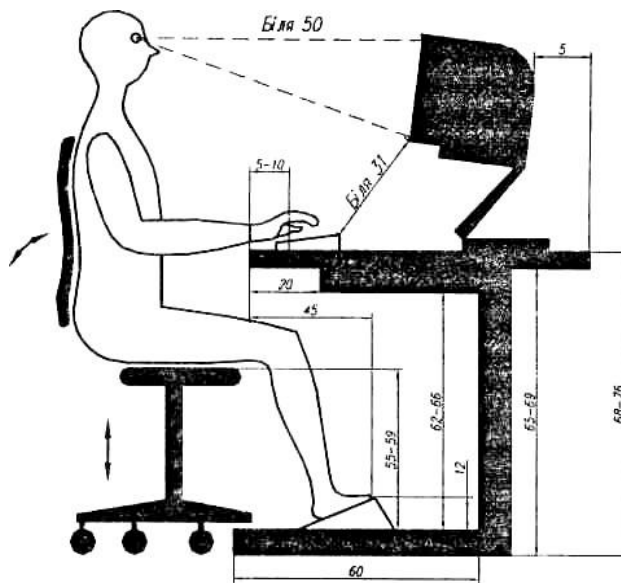


Рисунок 4.2 - Оптимальні метричні параметри робочого місця (мм)

4.1.2 Електробезпека

Напруга в електромережі приміщення становить 220 В, струм змінний. Мережа трифазна, чотирипровідна, із заземленою нейтраллю. Розетки заземлені, які відповідають нормам ПУЕТ та НПАОП 0.00-1.28-10. Електропроводка прокладена в закритих ізолюючих коробах під підлогою. Споживачами електроенергії є ЕОМ, дисплеї, принтери, освітлювальні прилади.

Характеристика використовуваного устаткування за споживанням електроенергії:

- Монітори Samsung C23A750X та Samsung SyncMaster 970P напруги 100-240 В, сили струму 1.2 А, частоти 85 Гц та 90Гц відповідно;
- Системний блок моделі IBM PC Pentium 4 напругою 220 В, частотою 50 Гц, силою струму 1 А;
- Корпус моніторів виконаний з пластмаси, що захищає користувача від можливої поразки струмом при дотику до нього. Те саме стосується і принтерів та системних блоків. Для уникнення перегріву системного блоку та монітору вентиляційні отвори завжди не загороджені сторонніми предметами.

За способом захисту людини від ураження електричним струмом згідно ГОСТ 12.2.007.0- 75 блоки ПЕОМ та периферійні пристрої відносяться до I та II класів з електрозахисту.

Робоче приміщення відноситься до сухих, оскільки відносна вологість у приміщеннях не перевищує 60%.

За ступенем небезпеки ураження електричним струмом дане приміщення відноситься до приміщень без підвищеної небезпеки, тому що в ньому відсутні умови, які створюють підвищену або особливу небезпеку:

- вологість;
- струмопровідний пил;
- хімічноактивне середовище;
- струмопровідна підлога;
- підвищена температура;
- можливість одночасного дотику до заземлених металоконструкцій будівлі з одного боку, та до металевих частин електрообладнання, з іншого боку.

ЕОМ, дисплеї, освітлювальні прилади, електропроводи та кабелі за виконанням та ступенем захисту відповідають класу зони за ПВЕ, мають апаратуру захисту від струму короткого замикання та інших аварійних режимів.

Робочі стенди виготовлені із спеціального матеріалу, що робить поразку електричним струмом людини, при дотику до них практично неможливим. Тобто, спеціальних заходів для електробезпеки застосовувати не потрібно.

В приміщенні розташовується 2 персональних ЕОМ, тому для прокладення трипровідникового захищеного проводу використано гнучкі металеві рукави та на помітному, доступному місці встановлено аварійний резервний вимикач. Таким способом реалізована електромережа штепсельних розеток для живлення персональних ЕОМ, периферійних пристроїв, тощо. Самі розетки монтуються на негорючих пластинах з урахуванням вимог «Правил використання електроустановок» (ПВЕ) та Правил пожежної безпеки в Україні та виконані за магістральною схемою.

Заземлення відповідає вимогам ДНАОП 0.00-1.21-98 “Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів”.

Для протирання підлоги застосовують рідини, пара яких не утворює вибухопожежонебезпечних сумішей з повітрям та не викликає корозії контактів електричних з'єднань.

Основними заходами захисту від ураження електричним струмом для даного приміщення є забезпечення недоступності струмопровідних частин, що знаходяться під напругою, від випадкового дотику, організація безпечної експлуатації електронагрівальних приладів а також

занулення устаткування з використанням автоматів струмового захисту. При наявності занулення замикання фази на корпус перетворюється в одноразове коротке замикання струму, від якого спрацьовує пристрій максимального струмового захисту і вимикає пошкоджений електроприлад. Оскільки в приміщеннях зберігаються горючі матеріали, то електрична проводка в приміщенні прихована під шаром штукатурки 2,5 см.

4.1.3 Розрахунок електромережі на вимикаючу здатність

Розрахунок електромережі на вимикаючу здатність включає знаходження величини струму короткого замикання (КЗ) і розрахунок номінального струму спрацювання пристрою максимального струмового захисту.

Вихідні дані для розрахунку:

- $U_{\phi} = 220$ В – фазна напруга;
 - Кабель трьохжильний з площею перерізу однієї жили $S_{\phi} = 1,5$ мм², матеріал – алюміній ($\rho = 0,031$ Ом · мм²/м);
 - $L = 200$ м – відстань від трансформатора до споживача.
- 1) Активний опір фазного та нульового проводів відповідно, Ом

$$r_{\text{н}} = r_{\phi} = \frac{\rho \cdot L}{S_{\phi}}; \quad (4.1)$$

$$r_{\text{н}} = r_{\phi} = \frac{0,031 \cdot 200}{1,5} = 4,13 \text{ Ом}.$$

- 2) Струм однофазного КЗ, А, обчислюється за формулою

$$I_{\text{КЗ}} = \frac{U_{\phi}}{r_{\phi} + r_{\text{н}} + r_{\text{У}}}, \quad (4.2)$$

де $r_{\text{У}} = 0,3$ Ом - розрахований опір трансформатора потужністю 250 Вт.

Тоді за формулою (5.2)

$$I_{\text{КЗ}} = \frac{220}{4,13 + 4,13 + 0,3} = 25,7 \text{ А}.$$

- 3) Номінальний струм спрацювання автомату струмового захисту розраховується за формулою

$$I_{\text{ном}} \leq I_{\text{КЗ}} / K, \quad (4.3)$$

де K – необхідна кратність струму КЗ до струму спрацювання автомату струмового захисту.

Тоді за формулою (5.3)

$$I_{\text{ном}} = \frac{25,7}{1,4} = 18,36 \text{ А}.$$

З розрахунків видно, що при однофазному КЗ номінальний струм спрацювання автомату захисту повинен бути менше 18 А (автомати, що використовуються у роботі повинні мати $I_{\text{ном}} = 15 \text{ А}$).

4) При однофазному КЗ нульовий провід і з'єднаний з ним корпус електроустаткування за час спрацювання максимального струмового захисту знаходяться під напругою $U_{\text{дот}}$ відносно землі

$$U_{\text{дот}} = I_{\text{КЗ}} \cdot r_{\text{н}} \quad (4.4)$$

Тоді за формулою (5.4)

$$U_{\text{дот}} = 25,7 \cdot 4,13 = 106,1 \text{ В}.$$

Розрахована напруга $U_{\text{дот}} < U_{\text{дот.доп}}$ у відповідності з ГОСТ 12.1.038-88 при $t < 0,2 \text{ с}$ ($U_{\text{дот.доп}} = 250 \text{ В}$).

4.2 Технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії при виконанні науково-дослідної роботи

До основних факторів, що визначають стан санітарно-гігієнічних умов праці в науково-дослідній лабораторії відносяться наступні фактори:

- мікроклімат;
- освітлення;
- шум;
- ергономіка,
- електромагнітне випромінювання,
- ультрафіолетове випромінювання.

Захист від шуму не розглядається, оскільки рівень шуму, що має місце при виконанні науково-дослідної роботи не здатний зашкодити здоров'ю людини. Виробничі вібрації відсутні, тому їх вплив також не розглядається.

4.2.1 Мікроклімат робочої зони

Мікроклімат у виробничих умовах визначається наступними параметрами: температурою повітря, відносною вологістю повітря, швидкістю руху повітря й інтенсивністю теплового випромінювання на робочому місці, температурою поверхні.

Для забезпечення нормального мікроклімату в робочій зоні «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень» ДСН 3.3.6.042-99 встановлюють оптимальне й

припустиме значення параметрів мікроклімату залежно від періоду року й категорії робіт (таблиця 4.1). У таблиці наведені оптимальні й припустимі значення параметрів мікроклімату для категорій тяжкості робіт «Іа» (роботи, виконувані сидячи й не потребуючі фізичної напруги при витраті енергії не більше 120 ккал/годину).

У приміщенні в якості опалювального приладу використовується сталева 11-ти секційна батарея центрального опалення для підтримки нормальної температури повітря в холодну пору року.

Таблиця 4.1 – Оптимальні й допустимі параметри (для постійного робочого місця) мікроклімату в приміщенні.

Параметри	Холодний період		Теплий період	
	оптимальні	допустимі	оптимальні	допустимі
Температура °С	22-24	21-25	23-25	22- 28
Відносна вологість, %	40-60	80	40-60	75
Швидкість руху повітря, м/с	0,1	0,1	0,1	0,1-0,2

Для підтримки необхідних параметрів повітря в приміщенні запроектована припливно-витяжна вентиляція. Також використовується природна вентиляція. У приміщенні є вікно, яке можна відкривати, якщо буде потреба в теплий період. Шкідливі речовини в приміщенні не зберігаються й не використовуються.

4.2.2. Природне освітлення

У приміщенні передбачена система однобічного природного освітлення через застелений віконний проріз. При природному освітленні нормується не абсолютне значення освітленості, а коефіцієнт природного освітлення (КПО), який визначається за формулою

$$КПО = e_p = \frac{E_{вн}}{E_{зов}} \cdot 100, \quad (4.5)$$

де $E_{зов}$ – зовнішня горизонтальна освітленість в похмуру погоду;

$E_{вн}$ – природна освітленість на клавіатурі.

Розрахункове значення КПО для м. Києва обчислюємо за формулою

$$e_p = e_n \cdot m, \quad (4.6)$$

де $e_n=1,5\%$ – нормативне значення коефіцієнта природного освітлення згідно ДБН В.2.5-28-06;

$m=0,85$ – коефіцієнт світлового клімату.

Визначимо необхідну площу світлового прорізу, який забезпечує нормативне значення КПО в робочій зоні дослідника, за формулою

$$100 \cdot \frac{S_{\text{вікн}}}{S_{\text{п}}} = \frac{e_{\text{н}}^{\text{IV}} \cdot k_3 \cdot \eta_o}{\tau_o \cdot r_1} \cdot k_{\text{зд}}, \quad (4.7)$$

де $S_{\text{вікн}}$ – площа світлових прорізів, м²;

$S_{\text{п}}$ – площа підлоги приміщення, м² ($S_{\text{п}}=30$ м²);

$e_{\text{н}}^{\text{IV}}$ – нормоване значення КПО;

$\eta_{\text{про}}$ – світлова характеристика вікон;

$k_{\text{зд}}$ – коефіцієнт, що враховує затінення вікон іншими будинками ($k_{\text{зд}}=1,2$);

k_3 – коефіцієнт запасу ($k_3=1,5$);

r_1 – коефіцієнт, що враховує підвищення КПО при бічному освітленні через світло, відбитого від поверхонь приміщення й підстильного шару, що прилягає до будинку, ($r_1=1,1$);

τ_o – загальний коефіцієнт світлопроникнення,

$$\tau_o = \tau_1 \cdot \tau_2 \cdot \tau_3 \cdot \tau_4 \cdot \tau_5, \quad (4.8)$$

де τ_1 – коефіцієнт світловипускнення матеріалу, ($\tau_1=0,8$);

τ_2 – коефіцієнт, що враховує втрати світла у віконних прорізах, ($\tau_2=0,75$);

τ_3 – коефіцієнт, що враховує втрати світла в несучих конструкціях, ($\tau_3=1$);

τ_4 – коефіцієнт, що враховує втрати світла в сонцезахисних пристроях, ($\tau_4=0,9$);

τ_5 – коефіцієнт, що враховує втрати світла в захисній сітці, установленій під ліхтарями, $\tau_5=0,9$;

Тоді

$$S_{\text{вікн}} = \frac{0,5 \cdot 1,5 \cdot 7}{0,8 \cdot 0,75 \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 0,9 \cdot 1,1} \cdot 1,2 \cdot \frac{30}{100} = 2,9 \text{ м}^2.$$

Приймаємо, що $S_{\text{вікн}}=3$ м² (вікно розміром 1700×1800 мм).

4.2.3 Штучне освітлення

У вечірній час, та в похмуру погоду у приміщенні використовується система штучного освітлення.

Приміщення освітлюється за допомогою світлодіодних ламп, змонтованих в алюмінієвому профілі. Освітленість визначатимемо за методом лінійних ізольокс.

- 1) Розрахункова кількість ламп, необхідних для нормального освітлення приміщення

$$N_p = \frac{E_{об} \cdot S \cdot K_3 \cdot Z}{n \cdot \Phi_{л} \cdot \eta}, \quad (4.9)$$

де $E_{об}=500$ лк - нормована мінімальна освітленість;

N_p - кількість світильників у ряду;

N - кількість світильників, передбачена ще до розрахунку $N=6$;

n - кількість ламп у світильнику; $n=3$

$\Phi_{л}$ - світловий потік лампи, лм (або сумарний світовий потік ламп в багатолампових освітлювачах);

K_3 - коефіцієнт запасу, враховує зниження світлопропускання вікон і середовища у приміщенні, $K_3=1,2-1,5$;

η - коефіцієнт використання світлового потоку;

$Z=1,1$ – коефіцієнт нерівномірності освітлення;

S - площа освітлення приміщення, m^2 .

Для світлодіодних ламп, встановлених в освітлювачах, середній світловий потік 1 лампи становить 450 лм.

2) Визначимо показник приміщення за формулою

$$i = \frac{l \cdot b}{h \cdot (l + b)}, \quad (4.10)$$

де $l=6$ м – довжина приміщення;

$b=3$ м – ширина приміщення;

$h=3$ м – висота підвісу світильників.

Тоді за формулою (4.10)

$$i = \frac{6 \cdot 3}{3 \cdot (6 + 3)} = 0,67.$$

3) Коефіцієнт використання світлового потоку залежить від коефіцієнтів випромінювання стелі, стін, робочих поверхонь, показника приміщення. Коефіцієнти відбиття для стін і стелі приймаємо $\rho_3=\rho_n=0,7$ (білі). Згідно таблиці 6.2 [17] знаходимо значення $\eta=0,39$.

4) Площа приміщення, яке освітлюється:

$$S = l \cdot b. \quad (4.11)$$

$$S = 6 \cdot 3 = 18 \text{ м}^2.$$

Розрахункова кількість ламп для нормального освітлення приміщення за формулою (4.9)

$$N_p = \frac{500 \cdot 18 \cdot 1,5 \cdot 1,1}{3 \cdot 8100 \cdot 0,39} = 9 \text{ шт.}$$

4.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях

Безпека в надзвичайних ситуаціях регламентується планом локалізації та ліквідації аварійних ситуацій і аварій (ПЛАС). Основними складовими ПЛАС є розробка технічних та організаційних рішень з пожежної безпеки та заходів щодо оповіщення та евакуації персоналу лабораторії у надзвичайних ситуаціях.

4.3.1 Технічні рішення та організаційні заходи щодо організації ефективної роботи системи оповіщення персоналу у разі виникнення надзвичайних ситуацій.

Для підвищення безпеки в надзвичайних ситуаціях (НС) пропонується встановлення системи оповіщення (СО) виробничого персоналу.

Оповіщення виробничого персоналу у разі виникнення НС здійснюється відповідно до вимог НАПБ А.01.003-2009.

При обладнанні виробничих будівель системою оповіщення, їх необхідно поділяти на зони оповіщення з урахуванням об'ємно-планувальних рішень будинків, шляхів евакуації, поділення на протипожежні відсіки тощо, а також з урахуванням вимог, що наведені в примітці 1 таблиці Е.1 додатка Е до ДБН В.1.1-7-2002.

Як правило, СО вмикається автоматично від сигналу про пожежу, який формується системою пожежної сигналізації або системою пожежогасіння. Також з приміщення оперативного (чергового) персоналу СО (диспетчера пожежного поста) слід передбачати можливість запуску СО вручну, що забезпечує надійну роботу СО не тільки при пожежі, а і у разі виникнення будь-якої іншої НС.

Згідно з вимогами ДБН В.1.1-7-2002 необхідно забезпечити можливість прямої трансляції мовлевого оповіщення та керівних команд через мікрофон для оперативного реагування в разі зміни обставин або порушення нормальних умов евакуації виробничого персоналу.

Оповіщення виробничого персоналу про НС здійснюється за допомогою світлових та/або звукових оповіщувачів - обладнуються всі виробничі приміщення.

Текст оповіщення людей про НС повторюється безперервно протягом всього часу евакуації людей. Перед подачею мовного повідомлення повинен подаватись сигнал привертання уваги.

Кількість звукових та мовлевих оповіщувачів, їх розміщення та потужність повинні забезпечувати необхідний рівень звуку в усіх місцях постійного або тимчасового перебування виробничого персоналу.

У місцях, де є небезпека механічного ушкодження оповіщувачів, повинен бути забезпечений їх захист, що не порушує працездатності оповіщувачів. Настінні звукові та мовні оповіщувальні пристрої кріпляться на висоті не менше 2,2 м від підлоги, при цьому відстань від стелі до оповіщувача повинна становити не менше 150 мм.

Допускається використовувати евакуаційні світлові покажчики, що автоматично вмикаються при отриманні СО командного імпульсу про початок оповіщення про НС та аварійному припиненні живлення робочого освітлення.

Електропостачання, заземлення, занулення, вибір та прокладання мереж оповіщення приймаються згідно з вимогами до систем пожежної сигналізації за ДБН В.2.5-56:2014.

Електропостачання СО здійснюється за I категорією надійності згідно з "Правилами влаштування електроустановок" (ПУЕ) від двох незалежних джерел енергії: основного - від мережі змінного струму, резервного - від акумуляторних батарей, тощо.

Тривалість роботи СО від резервного джерела енергії у черговому режимі має бути не менше ніж 24 години.

Звукові оповіщувачі повинні відповідати вимогам ДСТУ EN 54-3:2003 "Системи пожежної сигналізації. Частина 3. Оповіщувачі пожежні звукові".

Звукові сигнали СО повинні забезпечувати загальний рівень звуку не менше 75 дБ на відстані 3 м від оповіщувача, але не більше 120 дБ у будь-якій точці виробничого приміщення. При цьому для забезпечення чіткої чутності звукові сигнали СО повинні забезпечувати рівень звуку не менше ніж на 15 дБ вище допустимого рівня звуку

постійного шуму у захищуваному приміщенні. Вимір проводиться на висоті 1,5 м від підлоги.

4.3.2 Обов'язки та дії персоналу і населення при НС

У разі виявлення ознак пожежі працівник, який їх помітив, повинен:

- негайно повідомити про це засобами зв'язку органи державної служби України з надзвичайних ситуацій (ДСНС), вказати при цьому адресу, кількість поверхів, місце виникнення пожежі, наявність людей, а також своє прізвище;
- повідомити про пожежу керівника, адміністрацію, пожежну охорону підприємства;
- організувати оповіщення людей про пожежу;
- вжити заходів щодо евакуації людей та матеріальних цінностей;
- вжити заходів щодо ліквідації пожежі з використанням наявних засобів.

Керівник та пожежна охорона установи, яким повідомлено про виникнення пожежі, повинні:

- перевірити, чи викликані підрозділ ДСНС та Державна пожежна охорона;
- вимкнути у разі необхідності струмоприймачі та вентиляцію;
- у разі загрози життю людей негайно організувати їх евакуацію та їх рятування, вивести за межі небезпечної зони всіх працівників, які не беруть участь у ліквідації пожежі;
- забезпечити дотримання техніки безпеки працівниками, які беруть участь у ліквідації пожежі;
- організувати зустріч підрозділів ДСНС та Державної пожежної охорони, надати їм допомогу у локалізації та ліквідації пожежі.

4.3.3 Пожежна безпека

Можливими причинами пожежі в приміщенні є несправності електроустаткування, коротке замикання в системі електроживлення, а також порушення протипожежного режиму (використання побутових нагрівальних приладів, паління).

Електричні кабелі електроустаткування вибираються за струмовим навантаженням та з використанням важкозаймистої ізоляції $r_{i3} = 1 \text{ кОм/В}$.

Електропроводка має бути прокладена в захисних коробах з матеріалів, що не згоряють. У електричних схемах електроустаткування передбачений захист від

короткого замикання (автомати струмового захисту). У приміщенні підтримується температура набагато нижче за температуру самозаймання речовин, що знаходяться в даному приміщенні.

Технічні рішення системи протипожежного захисту спрямовані на обмеження поширення пожежі, захист людей (у першу чергу) і матеріальних цінностей.

Приміщення має бути обладнане первинними засобами пожежогасіння (вогнегасник ОП- порошковий). При пожежі в електроустановках, що знаходяться під напругою (клас пожежі «Е»), рекомендується застосовувати порошки типу СІ, що являють собою зерна силікагелю, насичені галоїдвуглецевими рідинами. Також згідно з ДСТУ 3675-98 використовуються вуглекислотні вогнегасники типу ОУ-8, призначені для гасіння пожежі, що виникла в електроустановках, що знаходяться під напругою (тривалість випуску заряду близько 15 с, довжина струменя 4 м, дозволяють вести гасіння без відключення установки). Кількість, розміщення та умови зберігання вогнегасників мають відповідати нормативним вимогам.

Має бути працездатний пожежний зв'язок і електропожежна сигналізація яка, відповідно до вимог ДБН В.2.5-56:2014 має сповіщати про виникнення пожежі і забезпечувати оперативне керування пожежними командами під час пожежі. Електрична пожежна сигналізація складається з оповіщувачів, встановлених у приміщенні і підключених до прийомної станції з живленням від мережі змінного струму 220 В. Передбачений також протипожежний водопровід. Згідно ДБН В.1.1-7-2002 межа вогнестійкості будинку має складати 0,5 години. Евакуаційним виходом із приміщення є дверний проріз, що веде в коридор, з якого є два виходи з будівлі. В цьому ж коридорі знаходиться пожежний щит, у якому мають бути лопата, сокира, відро, багор.

В архітектурно-планувальних рішеннях будівлі мають передбачаються евакуаційні виходи, в тому числі аварійні. Двері приміщення повинні відкриватися назовні, ширина дверей не менше 0,8 м, висота не менше 2 м, ширина коридору – 2 м.

4.4 Висновки до розділу 4

Були розглянуті заходи, спрямовані на організацію безпечної роботи в приміщенні науково-дослідної лабораторії (безпечна експлуатація ВДТ ПЕОМ, електробезпека).

Розглянуті параметри для необхідного мікроклімату в робочій зоні дослідника з метою збереження його здоров'я і забезпечення максимальної продуктивності праці.

Проведені розрахунки стосовно необхідного рівня виробничої освітленості в робочій зоні дослідника.

У приміщенні передбачена система однобічного природного освітлення через застелений віконний проріз. Необхідна площа світлового прорізу, який забезпечує нормативне значення КПО в робочій зоні дослідника складає $S_{\text{вікн}}=3 \text{ м}^2$.

Приміщення в похмуру погоду освітлюється за допомогою світлодіодних ламп, змонтованих в алюмінієвому профілі. Необхідна кількість ламп повинна дорівнювати 9 шт.

В науково-дослідній лабораторії передбачені заходи з пожежної безпеки та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

5 РОЗРОБЛЕННЯ СТАРТАП-ПРОЕКТУ

Стартап, як форма малого ризикового (венчурного) підприємництва, впродовж останнього десятиліття набула широкого розповсюдження у світі через зниження бар'єрів входу в ринок (із появою Інтернету як інструменту комунікацій та збуту стало простіше знаходити споживачів та інвесторів, займатись пошуком ресурсів, перетинати кордони між ринками різних країн), і вважається однією із наріжних складових інноваційної економіки, оскільки за рахунок мобільності, гнучкості та великої кількості стартап-проектів загальна маса інноваційних ідей зростає.

Проте створення та ринкове впровадження стартап-проектів відзначається підвищеною мірою ризику, ринково успішними стає лише невелика частка, що за різними оцінками складає від 10% до 20%. Ідея стартап-проекту, взята окремо, не вартує майже нічого: головним завданням керівника проекту на початковому етапі його існування є перетворення ідеї проекту у працюючу бізнес-модель, що починається із формування концепції товару (послуги) для визначеної клієнтської групи за наявних ринкових умов.

Розроблення та виведення стартап-проекту на ринок передбачає здійснення низки кроків, в межах яких визначають ринкові перспективи проекту, графік та принципи організації виробництва, фінансовий аналіз та аналіз ризиків і заходи з просування пропозиції для інвесторів [18].

Для запуску будь-якого стартапу необхідно зібрати гіпотези бізнес-моделі. Найбільш популярним і актуальним інструментом бізнес-моделювання на сьогоднішній день є шаблон бізнес моделі розроблений Олександром Остервальдером та Івом Піньє. Даний шаблон був представлений в роботі «Построение бизнес-моделей. Настольная книга стратега и новатора» [19] і на даний момент використовується компаніями різного рівня, від стартапів до транснаціональних корпорацій.

Шаблон (або як його іноді називають: канва, макет) – це універсальна мова опису, представлення, аналізу і перетворення бізнес-моделей. Для того, щоб просто і наглядно описати і представити діяльність організації в даному розділі будемо використовувати шаблон бізнес-моделі Олександра Остервальдера та Іва Піньє.

5.1 Опис блоків бізнес-моделі

Бізнес-модель Олександра Остервальдера та Іва Піньє складається з дев'яти структурних блоків (рисунок 5.1) [19]

- 1) Споживацькі сегменти
- 2) Ціннісна пропозиція
- 3) Канали збуту

- 4) Взаємовідносини з клієнтами
- 5) Потоки надходження доходів
- 6) Ключові ресурси
- 7) Ключові види діяльності
- 8) Ключові партнери
- 9) Структура витрат

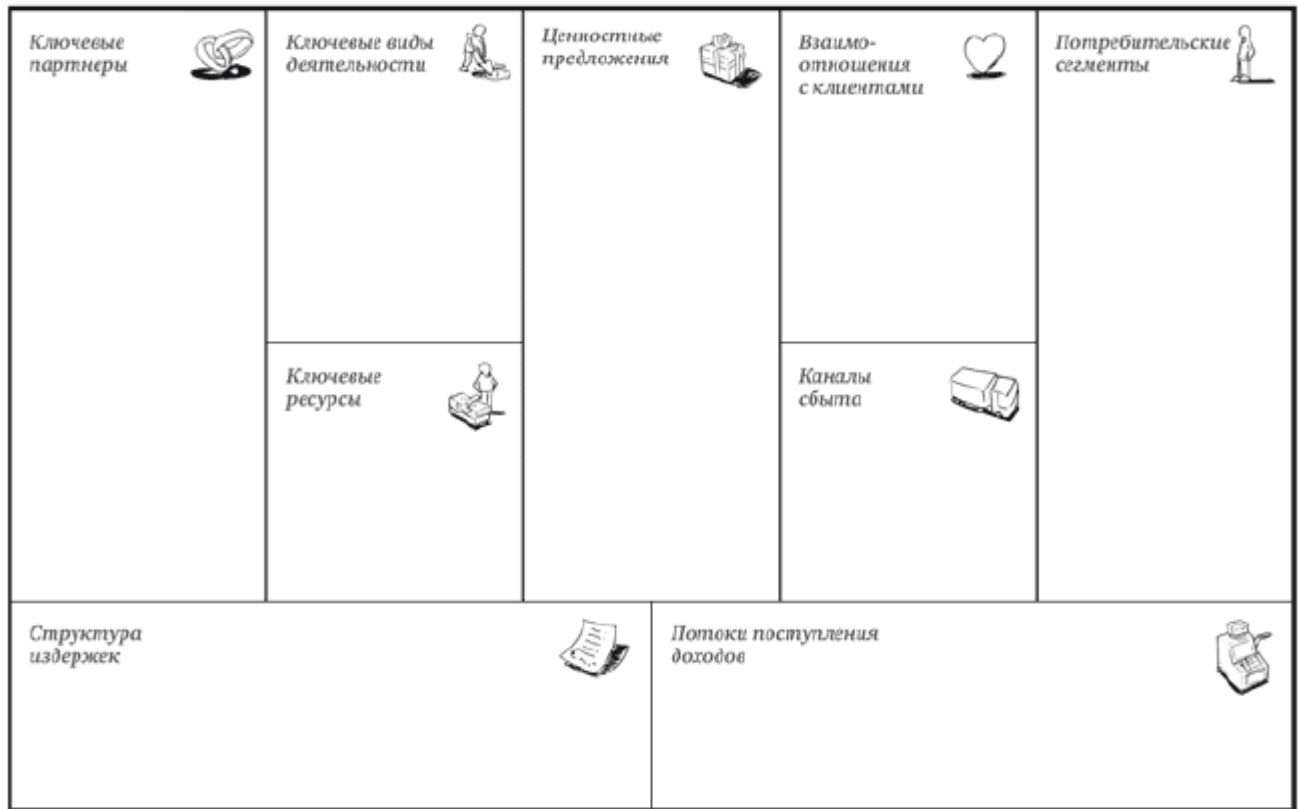


Рисунок 5.1 – Шаблон бізнес-моделі

Основною ідеєю стартапу є надання послуг технічного розрахунку та надання консультацій з підвищення рівня енергетичної ефективності тепловіддачі з внутрішньої сторони трубки в апаратах повітряного охолодження.

Базовим споживацьким сегментом є нішевий ринок кожухотрубних теплообмінників, а саме ринок виробництва апаратів повітряного охолодження.

Нижче перерахуємо елементи, які складають цінність товару для кінцевого споживача:

- 1) Підвищена ефективність

За рахунок зміни конструкції, а саме відпрацьована технологія виготовлення труб з внутрішнім повздовжнім оребренням з коефіцієнтом оребрення до 3, дає можливість інтенсифікувати тепловіддачу всередині оребреної труби в 2-3 рази при збереженні гідравлічного опору на рівні гладкої труби (при однакових швидкостях);

2) Економічність

В зв'язку з тим, що технологія виготовлення оребрених труб практично не відрізняється від технології виготовлення гладких труб і може бути реалізована на стандартному трубопрокатному обладнанні лише з заміною гладкої внутрішньої оправки на ребристу, то вартість таких труб в порівнянні з гладкими трубами зростає на 10-15% (в основному за рахунок збільшення металоємкості труби) при порівнянні труб з одною базовою товщиною.

3) Зменшення витрат

Розроблена конструкція оребреної трубки дає змогу укоротити теплообмінну поверхню(довжину труб) для передачі однієї і тієї ж теплоти на 35%.

4) Зручність застосування

За рахунок зменшення довжини труб, стає зручнішою для транспортування, встановлення.

Блок каналів збуту описує, як компанія взаємодія зі споживачькими сегментами і доносить до них свої ціннісні пропозиції.

Канали збуту, розповсюдження і продаж складають систему взаємодії компанії зі споживачами. Ці канали – це точки контакту споживача з продавцем – виконують ряд функцій, а саме:

- Підвищують рівень освідомлення споживача;
- Допомагають оцінити ціннісну пропозицію;
- Дозволяють споживачу купувати товари або послуги;
- Знайомлять споживача з ціннісною пропозицією;
- Забезпечують після продажне обслуговування.

Основним каналом збуту будуть продажі через торгових агентів, однак вони не єдині. Ще одним варіантом є партнерські канали – непрямі канали збуту, які представлені через партнерські сайти. Партнерський канал приносить менший прибуток, але допоможе досягти більшого охопту ринку і дає переваги за рахунок сильних сторін партнера у порівнянні з прямими каналами збуту, організація і управління яких обходиться дорожче.

Взаємовідносини з клієнтами будуть проходити в рамках персональної підтримки. Даний тип побудований на особистих контактах і клієнт може спілкуватися напряду з представником компанії, отримуючи від нього допомогу в процесі купівлі і після неї.

Блок потоків надходження доходів включає матеріальний прибуток, який компанія отримує від кожного споживачького сегменту.

В бізнес-моделі можуть здійснюватися два типи потоків доходів:

1) дохід від разових угод;

2) регулярний дохід від періодичних платежів, отримуваних від клієнта за ціннісну пропозицію або після продажного обслуговування.

Основним потоком доходів виділимо дохід від разових угод при цьому механізм ціноутворення будуємо на основі партнерського договору.

Блок ключових ресурсів описує найбільш важливі активи необхідні для функціонування бізнес-моделі.

Оскільки ідея стартапу полягає у виконанні науково-дослідної роботи з підвищення ефективності роботи апаратів повітряного охолодження, то основним ресурсом є інтелектуальний. Для успішного розвитку необхідно отримати патенти та авторські права на розробку. Інтелектуальний ресурс необхідний для реалізації, але він не є достатнім. Для початку потрібна фінансова складова, яку можна отримати за рахунок укладання договору попередньої оплати за виконану роботу.

Блок ключових партнерів описує мережу постачальників і партнерів, завдяки яким функціонує бізнес-модель. Можна виділити чотири типи партнерських відносин:

- 1) стратегічне співробітництво між неконкуруючими компаніями;
- 2) стратегічне партнерство між конкурентами;
- 3) сумісні підприємства для запуску нових бізнес-проектів;
- 4) відносини виробника з постачальниками для гарантії отримання якісних комплектуючих.

Виділимо один з найважливіших мотивів створення партнерських відносин у нашому випадку – це оптимізація і економія в сфері виробництва. Немає сенсу володіти всіма ресурсами або здійснювати всі види діяльності пов'язаних з випуском кінцевої продукції. Наша компанія пропонує послуги по зменшенню витрат для заводу-виробника алюмінієвих виробів з брухту.

Блок структури витрат описує найбільш суттєві витрати необхідні для роботи в рамках конкретної бізнес-моделі. Це витрати пов'язані з функціонуванням бізнес-моделі. Створення і здійснення ціннісних пропозицій, підтримання взаємовідносин з клієнтами, отримання прибутку – всі ці процеси пов'язані з будь-якими витратами.

За структурою витрати можна розділити на наступні категорії:

- фіксовані – заробітна плата співробітників, засоби виробництва, оренда приміщення;
- змінні – послуги транспортування на об'єкти замовника в залежності від кількості замовлень, політичні ризики.

5.2 Висновки до розділу 5

Розроблення та виведення стартап-проекту на ринок представлено з використанням шаблону бізнес-моделі Олександра Остервальдера та Іва Піньє.

Базуючись на вище викладених матеріалах можна сказати, що майбутня комерціалізація проекту залежить від попиту, динаміки ринку і рентабельності роботи на ринку. На даний момент попит є низьким, однак динаміка ринку зростає через підвищені енергетичні та екологічні вимоги до апаратів повітряного охолодження.

Перспективи впровадження послуги технічного розрахунку та надання консультації з огляду на обмежену кількість потенційних груп клієнтів є не високими. При цьому бар'єри входження конкурентів в нішевий ринок є низькими.

Подальша імплементація проекту можлива за умов високого попиту на послуги, що представляє компанія.

ВИСНОВКИ

Досвід застосування АПО і техніко-економічні розрахунки показують, що повітряне охолодження зменшує витрату охолоджуючої води, покращує стан навколишнього середовища і часто є більш економічним, ніж водяне. Грамотний вибір типу і розміру кожного теплообмінного апарату, правильна його установка і раціональна експлуатація істотно впливають на величину початкових витрат при спорудженні установок і наступних експлуатаційних витрат.

В результаті проведення розрахунку теплообмінного апарату типу АПО АПЗ були розрахована поверхня теплообміну необхідна для проходження теплообмінного процесу при заданих початкових умовах. Проектування даного апарату проходило за вихідними даними, а саме – температурам холодного і гарячого теплоносіїв на вході, при цьому була задана температура природного газу на виході з апарату та масова витрата газу.

Запроектований теплообмінник апарат представляє собою апарат з 6-ти секцій, в кожній секції - 8 рядів труб довжиною - 6м, які створюють один хід зі сторони газів.

Розрахункова площа теплообміну не перевищує похибки в 5% у відношенні до повної поверхні.

За результатами гідравлічного розрахунку (по стороні газу) визначено повні втрати тиску на тертя і на місцеві опори, які дорівнюють приблизно 0,2 МПа.

В результаті проведення аеродинамічного розрахунку визначено потужність вентилятора, необхідна для продувки апарата повітрям.

Було виконано моделювання процесу охолодження газу в трубі з зовнішнім оребренням в середовищі Solid Works.

Отримані результати при моделюванні не можливо переносити на реальний апарат. Можна лише порівнювати між собою ребра різних геометричних розмірів. В такому випадку – найоптимальнішим варіантом є перший.

Були розглянуті заходи, спрямовані на організацію безпечної роботи в приміщенні науково-дослідної лабораторії (безпечна експлуатація ВДТ ПЕОМ, електробезпека).

Розглянуті параметри для необхідного мікроклімату в робочій зоні дослідника з метою збереження його здоров'я і забезпечення максимальної продуктивності праці.

Проведені розрахунки стосовно необхідного рівня виробничої освітленості в робочій зоні дослідника.

У приміщенні передбачена система однобічного природного освітлення через застелений віконний проріз. Необхідна площа світлового прорізу, який забезпечує нормативне значення КПО в робочій зоні дослідника складає $S_{\text{вікн}}=3 \text{ м}^2$.

Приміщення в похмуру погоду освітлюється за допомогою світлодіодних ламп, змонтованих в алюмінієвому профілі. Необхідна кількість ламп повинна дорівнювати 9 шт.

В науково-дослідній лабораторії передбачені заходи з пожежної безпеки та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

Розроблення та виведення стартап-проекту на ринок представлено з використанням шаблону бізнес-моделі Олександра Остервальдера та Іва Піньє.

Базуючись на вище викладених матеріалах можна сказати, що майбутня комерціалізація проекту залежить від попиту, динаміки ринку і рентабельності роботи на ринку. На даний момент попит є низьким, однак динаміка ринку зростає через підвищені енергетичні та екологічні вимоги до апаратів повітряного охолодження.

Перспективи впровадження послуги технічного розрахунку та надання консультації з огляду на обмежену кількість потенційних груп клієнтів є не високими. При цьому бар'єри входження конкурентів в нішевий ринок є низькими.

Подальша імплементація проекту можлива за умов високого попиту на послуги, що представляє компанія.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Сидягин А.А. Расчет и проектирование аппаратов воздушного охлаждения / А.А. Сидягин, В.М. Косырев. – Н.Новгород: Наука, 2009 – 150 с.
2. Крюков Н.П. Аппараты воздушного охлаждения / Н.П. Крюков. – М.: Химия, 1983. – 168 с.
3. Шицкова А.П. Гармония или трагедия? Научно-технический прогресс, природа и человек / А.П. Шицкова, Ю.П. Новиков. – М.: Наука, 1989. – 270 с.
4. Шмеркович В.М. Применение аппаратов воздушного охлаждения при проектировании нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводов / В.М. Шмеркович – М: ЦНИИТЭНефтехим, 1971. – 100 с.
5. Мартыненко О.Г. Справочник по теплообменникам. В 2 т. Т.2 / Пер. с англ. под ред. О.Г. Мартыненко и др. – М.: Энергоатомиздат, 1987. - 352 с.
6. Бессонный А.Н. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения / Под ред. В.Б. Кунтыша, А.Н. Бессонного. - СПб: Недра, 1996. – 510 с.
7. Тимонин, А.С. Основы конструирования и расчета химико-технологического и природоохранного оборудования: справочник. В 3 т. Т.2 / А.С. Тимонин. – Калуга: Изд-во Н. Бочкаревой, 2002. – 1028 с.
8. Сарданашвили А.Г. Примеры и задачи по технологии переработки нефти и газа /А.Г. Сарданашвили, А.И. Львова. – М.: Химия, 1980. – 256 с.
9. Кузнецов А.А. Расчеты процессов и аппаратов нефтеперерабатывающей промышленности. / А.А. Кузнецов, С.М. Кагерманов, Е.Н. Судаков. – Л.: Химия, 1974. – 344 с.
10. Марголин А.Г. Аппараты воздушного охлаждения общепромышленного назначения / А.Г. Марголин, А.К. Головкин, Н.И. Кондратенкова. Каталог. Часть I. – М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1988. -13с.
11. Маньковский О.Н. Теплообменная аппаратура химических производств / О.Н. Маньковский, А.Р. Толчинский, М.В. Александров. – Л.: Химия, 1976. – 367 с.
12. Марголин А.Г. Аппараты воздушного охлаждения специального назначения / А.Г. Марголин, И.Г. Германов. Каталог. -М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1987. – 8 с.
13. Степанов О.А., Охлаждение газа и масла на компрессорных станциях магистральных газопроводов / О.А. Степанов, В.А. Иванов – Л.: Недра. 1982. – 168 с.
14. Краснощеков Е.А. Задачник по теплопередаче / Е.А. Краснощеков, А.С. Сукомел. – М.: Энергия, 1980. – 288 с.
15. Михеев М.Л. Основы теплопередачи / М.Л. Михеев, И.М. Михеева. – М.: Энергия, 1973. – 319 с.

16. Методика теплового и аэродинамического расчета аппаратов воздушного охлаждения. ВНИИНефтемаш. – М.: 1982. – 318с.
17. ДБН В.2.5-28-2006. Природне і штучне освітлення. – Чинні від 01.10.2006. Київ: Мінбуд України, 2006. – 96 с.
18. Гавриш О.А. Розроблення стартап-проекту [Електронний ресурс]: Методичні рекомендації до виконання розділу магістерських дисертацій для студентів інженерних спеціальностей / За заг. ред. О.А. Гавриша. – Київ: НТУУ «КПІ», 2016. – 28 с.
19. Остервальдер А. Построение бизнес-моделей. Настольная книга стратега и новатора / А. Остервальдер, П. Ив // Москва: Альпина Паблишер, 2017. – 288 с.

ДОДАТОК В

Ф.№ 3.3

СПИСОК НАУКОВИХ ПРАЦЬ Сікорського Володимира Олеговича

№ п/ п	Найменування праць	Ру- ко- пи сні або др уко- ва ні	Назва видавництва, журналу (номер, рік) або номер авторського свідоцтва, номер диплома на винахід	Кіль- кість друко- ваних аркушів або сторінок разом	Прізвища співавторів праць
1	2	3	4	5	6
1	Застосування апаратів повітряного охолодження на компресорних станціях нафтопереробної промисловості		XVI міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрантів, студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики». Тези доповідей міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 24-27 квітня 2018 р. у 2 томах. – Т.1.- С.197	1 стор.	Барабаш П.О.
2	Методи інтенсифікації теплообміну в апаратах повітряного охолодження		XVI міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрантів, студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики». Тези доповідей міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 24-27 квітня 2018 р. у 2 томах. – Т.1.- С.196	1 стор.	Барабаш П.О.

Список наукових праць Сікорського В.О.: усього 2 найменування з них за темою магістерської дисертації 2, список наведений на 1 сторінці

Автор

Сікорський В.О.

ДОДАТОК Г



Розділ 3 МАТ...
Завантажено: 05/18/2018
Перевірено: 05/18/2018

Інтернет + Бібліотека

97.13% Оригінальність	2.87% Схожість	2 Джерела
-----------------------	----------------	-----------

Джерела з Інтернет : 2 джерела знайдено

1. https://studopedia.su/13_34474_zavdannya.html
2. <http://oplib.ru/random/view/1235996>

2.87%
2.87%